

К РАСЧЕТУ ПНЕВМОДИНАМИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ

В. П. БЕЛЬТЮКОВ

(Представлено объединенным научным семинаром кафедр теоретической и прикладной механики ТПИ)

Расчет пневмодинамического регулятора скорости карбюраторного двигателя сводится к определению характеристики пружины и синтезу кинематической схемы механизма, передающего воздействие пружины на заслонку. Характеристика пружины и кинематическая схема передающего устройства должны быть выбраны так, чтобы поворачивающий момент, создаваемый пружиной на оси заслонки $M_{пр}$, при любом угле ее прикрытия β был равен поворачивающему моменту, создаваемому потоком рабочей смеси $M_{см}$ на этой же заслонке при работе двигателя по регуляторной ветви скоростной характеристики. Поэтому исходной кривой при расчете пневмодинамического регулятора является кривая $M_{пр} = f(\beta)$. Эта кривая определяет работу пневмодинамического регулятора точно так же, как кривая $F_{пр} = f(x)$ определяет работу обычного центробежного регулятора, поэтому в дальнейшем мы будем называть ее характеристикой регулятора.

При наличии экспериментально снятых частичных характеристик двигателя и кривых зависимости поворачивающего момента смеси на оси заслонки от числа оборотов двигателя для тех же фиксированных положений дросселя характеристика регулятора может быть получена по методу, изложенному в работе [1]. Ниже предлагается метод, позволяющий определить характеристику пневмодинамического регулятора при отсутствии частичных характеристик двигателя и кривых момента смеси, например, при создании регулятора проектируемого двигателя.

Как показано в работе [2], величина поворачивающего момента, создаваемого потоком рабочей смеси на оси дроссельной заслонки, определяется перепадом давлений на заслонке Δp_{13} , который в свою очередь является функцией угла прикрытия заслонки и числа оборотов двигателя. Однако, учитывая сравнительно небольшое изменение Δp_{13} при изменении числа оборотов двигателя в пределах, определяемых степенью неравномерности регулятора, можно принять число оборотов двигателя при работе по регуляторной ветви скоростной характеристики постоянным, равным номинальному числу оборотов двигателя n_n . Такое допущение является обычным при расчете регуляторов скорости с относительно малой степенью неравномерности [3].

Принятое допущение значительно упрощает задачу. Теперь для построения характеристики регулятора нужно знать лишь зависимость перепада давления Δp_{13} на заслонке от угла прикрытия ее при данном постоянном числе оборотов n_n . Эта зависимость может быть установлена из выражения коэффициента расхода. Результаты наших экспериментов [4] показали, что коэффициент расхода, определенный по формуле

$$\mu = \frac{1}{f \sqrt{\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} + \frac{P_1}{q_1} \frac{\psi^2}{2g}}},$$

где P_3 — абсолютное давление в месте наибольшего сжатия струи за заслонкой,

P_1 — абсолютное давление перед заслонкой,

q_1 — скоростной напор перед заслонкой,

$$\psi = \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]},$$

g — ускорение свободного падения,

κ — показатель адиабаты практически не зависит от формы дроссельной заслонки и мало меняется по углу ее прикрытия. Задаваясь значениями относительного проходного сечения дросселя f (угла прикрытия заслонки β), можно по заранее построенным графикам

$$Z = \frac{1}{\mu^2 f^2} = f \left(\frac{P_3}{P_1}\right) \text{ определить соответствующие значения } \frac{P_3}{P_1}, \text{ а сле-}$$

довательно, и Δp_{13} .

Построение графиков $Z = f\left(\frac{P_3}{P_1}\right)$ производится следующим обра-

зом:

1) Определяем q_{1n} — скоростной напор перед заслонкой при начальном (установочном) угле прикрытия β_n . Для этого предварительно строим график зависимости секундного расхода воздуха двигателем $G_{сек}$ от скоростного напора перед заслонкой q_1 (фиг. 1). График строим по точкам для ряда выбранных значений q_1 , пользуясь формулой

$$G_{сек} = F \sqrt{2g \gamma_1 q_1},$$

где $F = \frac{\pi d_1^2}{4}$ — площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода перед дроссельной заслонкой,

$$\gamma_1 = \gamma_0 \frac{T_0 P_1}{P_0 T_1} \text{ — удельный вес воздуха в этом сечении,}$$

γ_0 , T_0 и P_0 — удельный вес, температура и давление окружающей среды,

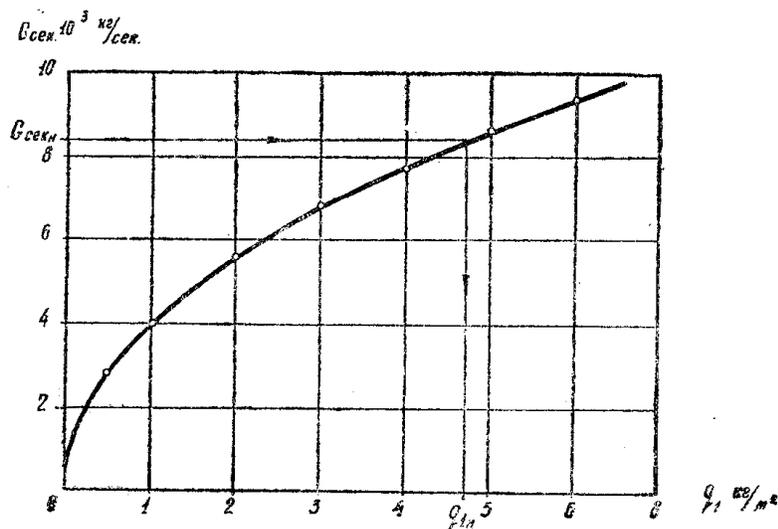
$T_1 = T_0 + \Delta t$ — температура перед дроссельной заслонкой с учетом подогрева.

Абсолютное давление перед дроссельной заслонкой $P_1 = P_0 - \Delta p_{01} = P_0 - \xi_{sc} q_1$. Коэффициент сопротивления всасывающей системы двигателя ξ_{sc} можно определить аналитически, например, по методу, предложенному Б. А. Куровым [5], или из опытов на экспериментальной установке.

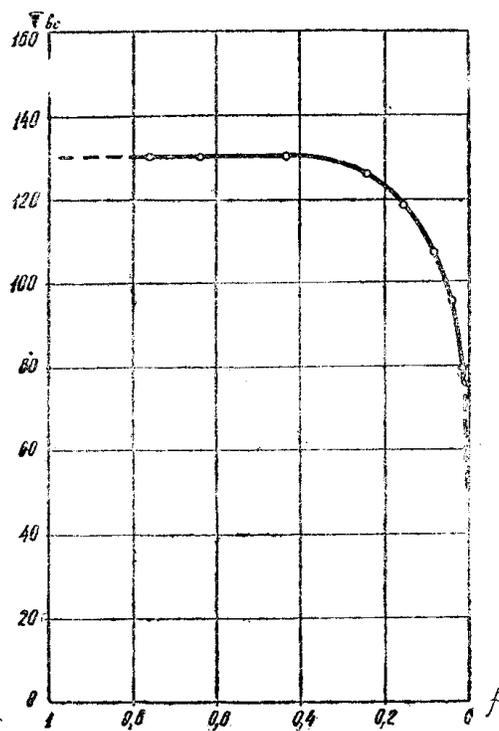
Результаты экспериментов, проведенных автором на двигателе Л—6/3, показали, что величина ξ_{bc} в широком диапазоне изменения оборотов не зависит от скоростного режима работы двигателя и вначале почти не меняется по углу прикрытия заслонки (фиг. 2).

Подсчитав по известной формуле

$$G_{секн} = \frac{V_h n_n \eta_{OH} \gamma_0}{120}$$



Фиг. 1.

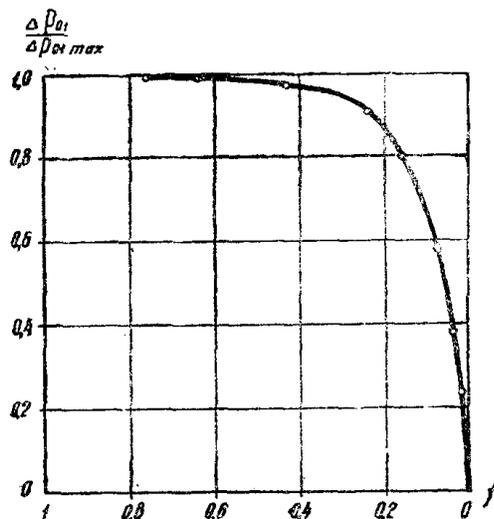


Фиг. 2.

секундный расход воздуха двигателем на режиме номинальных оборотов при начальном угле прикрытия заслонки, по построенному графику $G_{сек} = f(q_1)$ находим значение $q_{1н}$ (см. фиг. 1). Соответствующее ему значение разрежения перед дроссельной заслонкой

$$\Delta p_{01н} = \Delta p_{01max} = \xi_{вс} q_{1н}.$$

2) По графику $\frac{\Delta p_{01}}{\Delta p_{01max}} = \varphi(f)$ (фиг. 3) определяем значения Δp_{01} для других принятых значений относительного проходного сечения дросселя f . Проведенные автором эксперименты на двигателе Л-6/3



Фиг. 3.

дают основание утверждать, что при постоянном угле прикрытия заслонки отношение $\frac{\Delta p_{01}}{\Delta p_{01max}}$ может быть принято не зависящим от оборотов двигателя.

3) По найденным значениям Δp_{01} определяем давление $P_1 = P_0 - \Delta p_{01}$ и скоростной напор перед заслонкой $q_1 = \frac{\Delta p_{01}}{\xi_{вс}}$ для принятых значений f .

4) По полученным значениям P_1 и q_1 строим графики $Z = f\left(\frac{P_3}{P_1}\right)$ для принятых значений f , задаваясь отношением $\frac{P_3}{P_1}$. Значения Z подсчитываем по формуле

$$Z = \left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} + \frac{P_1 \psi^2}{q_1 2g}.$$

После того, как построены графики $Z = f\left(\frac{P_3}{P_1}\right)$ при $f = \text{const}$, определяем значения $Z = \frac{1}{\mu^2 f^2}$ для принятого ряда значений f (углов прикрытия заслонки β) и находим соответствующие $\frac{P_3}{P_1}$, а следовательно, P_3 и статический перепад давлений на заслонке $\Delta p_{13} = P_1 - P_3$.

Значения коэффициента расхода μ можно принимать в первом приближении постоянными, равными для четырехцилиндрового двигателя 0,7, а для двухцилиндрового двигателя 0,5 [4].

Для определения величины поворачивающего момента смеси на оси заслонки при полученном значении Δp_{13} воспользуемся формулой [2]:

$$M_{с.м} = \left(C_0 + C_e \frac{e}{B} \right) \Delta p_{13} SBK,$$

где C_0 — моментный коэффициент центрально расположенной заслонки,
 C_e — коэффициент момента за счет эксцентричного расположения заслонки,

e — эксцентриситет заслонки,

S — площадь заслонки,

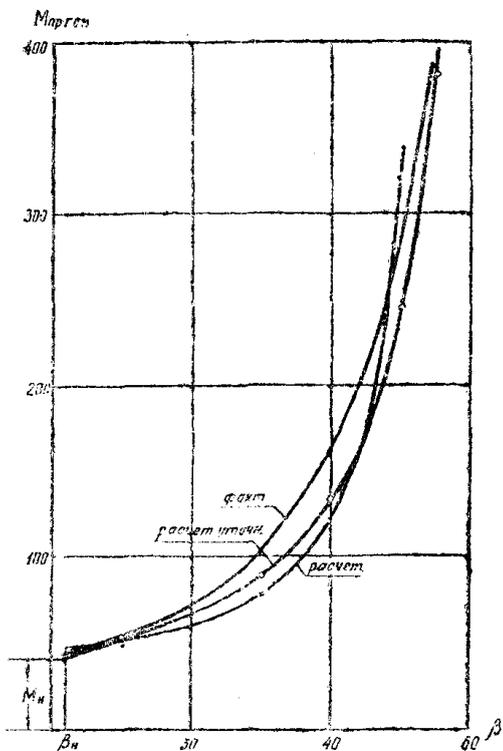
B — длина большей оси эллипса заслонки,

K — коэффициент несоответствия.

Кривая $M_{с.м} = f(\beta)$ и будет представлять желательную характеристику регулятора, поскольку при установившемся режиме оборотов момент, создаваемый потоком рабочей смеси на оси дроссельной заслонки, уравновешивается моментом, создаваемым пружиной регулятора.

Теперь задача заключается в том, чтобы по полученной характеристике регулятора подобрать пружину (диаметр проволоки, число витков, диаметр навивки) и кинематическую схему механизма, передающего воздействие пружины на заслонку регулятора так, чтобы обеспечить совпадение действительной характеристики регулятора с желательной. Эта задача может быть решена методом подбора, либо с помощью метода, предложенного профессором В. К. Нечаевым [6]. Пользуясь этим методом, можно обеспечить от трех до пяти точек совпадения характеристики регулятора с желательной.

Расчет по предлагаемому методу изготовленного нами дроссель-регулятора двигателя Л—6/3 показал, что максимальная ошибка в определении момента пружины составляет около 20% (см. фиг. 4). Учетывая изменение коэффициента расхода по углу прикрытия заслонки, можно уменьшить ошибку до 15%. Принимая во внимание, что по существующим техническим условиям допускаются колебания жесткости пружины пневмодинамических регуляторов в пределах до 16% [7], следует признать точность такого расчета регулятора проектируемого двигателя вполне удовлетворительной.



Фиг. 4.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нечаев В. К. О предельных пневматических регуляторах карбюраторных автомобильных двигателей. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1954.
 2. Бельтюков В. П. К вопросу об определении поворачивающего момента на оси дроссельной заслонки, помещенной в потоке газа. Известия вузов МВО СССР. Машиностроение, №2, 1958.
 3. Гендлер Л. В. Технические показатели систем регулирования скорости дизелей. ЦНИДИ, ДВС, вып. 33, Машгиз, М—Л, 1958.
 4. Бельтюков В. П. Определение коэффициента расхода через щель между дроссельной заслонкой и трубой. Известия ТПИ, т. 96, вып. 1, Томск, 1959.
 5. Куров Б. А. Исследование и расчет впускных трубопроводов карбюраторных двигателей НАМИ, техн. отчет № 48, М, 1949.
 6. Нечаев В. К. К расчету механизмов некоторых предельных пневматических регуляторов. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1954.
 7. Технические условия на ремонт, сборку и испытание автомобиля ЗИС-150. Автотрансиздат, М., 1956.
-