

К РАСЧЕТУ МЕХАНИЗМОВ НЕКОТОРЫХ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ

В. К. НЕЧАЕВ

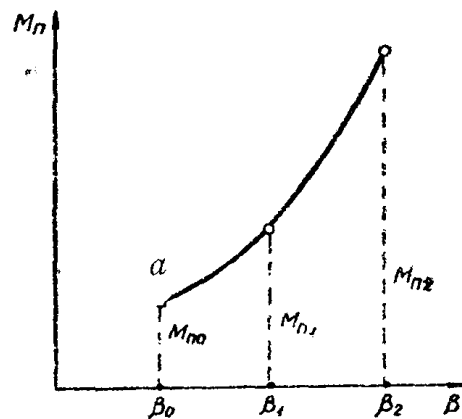
Как известно, характеристики предельного пневматического регулятора (ограничителя максимальных оборотов) карбюраторного автомобильного двигателя в значительной степени зависят от закономерностей изменения момента M_n , развиваемого пружиной на заслонке регулятора, по углу поворота β этой заслонки.¹⁾

Удовлетворительная работа пневматического регулятора может быть обеспечена только в случае, если фактический закон изменения момента M_n по углу β не будет существенно отличаться от требуемого закона, установленного при расчете регулятора. Необходимая кривая $M_n = f(\beta)$ в координатах M_n и β имеет обычно сравнительно сложную форму и переменную по углу β кривизну. В связи с быстрым возрастанием аэродинамического момента M_c (создаваемого на заслонке потоком рабочей смеси) по углу поворота заслонки кривая M_n должна иметь крутой подъем в области больших значений β (фиг. 1).

Начальная точка a кривой M_n является строго фиксированной. Ее абсцисса соответствует избранному „установочному“ (начальному) углу β_0 регуляторной заслонки. Ее ордината M_{n0} определяет положение начальной точки регуляторной характеристики, то есть то число оборотов двигателя n_A , при котором регулятор начинает вступать в действие.

Эта кривая $M_n = f(\beta)$ и должна быть возможно точнее реализована путем выбора соответствующей геометрии механизма связи пружины с заслонкой и подбором соответствующих характеристик этой пружины. Однако здесь обычно неизбежен компромисс: необходимую кривую M_n , полученную из расчета регулятора по заданной регуляторной характеристике, приходится несколько корректировать в сторону приближения ее формы к форме тех кривых $M_n = f(\beta)$, которые может дать избранный тип механизма связи регуляторной пружины с заслонкой. Границы этого корректирования устанавливаются сообразно допустимым отклонениям от первоначально предписанной регуляторной характеристики двигателя.

В предельных пневматических регуляторах находят применение кулачковые и шарнирно-рычажные механизмы связи пружины с заслонкой. Ку-



Фиг. 1

¹⁾ См. работу автора „О предельных пневматических регуляторах карбюраторных автомобильных двигателей“, помещенную в данном томе Известий ТПИ.

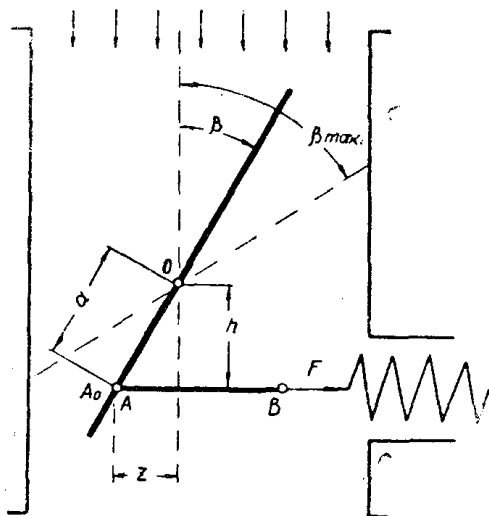
лачковый механизм используется, например, в предельном регуляторе Хенди. Здесь требуемый сложный закон изменения момента M_n по углу β обеспечивается выбором соответствующего профиля кулачка, укрепленного на оси заслонки регулятора. Шарнирные механизмы применяются в регуляторах, устанавливаемых на отечественных двигателях ГАЗ—51 и ЗИС—120. Подбором параметров такого механизма можно, с большей или меньшей степенью приближения, осуществить требуемый закон изменения момента M_n по углу β . Однако методика этого подбора, насколько известно автору, совершенно не разработана.

Ниже рассматриваются только некоторые шарнирные (бескулачковые) механизмы связи регуляторной пружины с заслонкой. Цель исследования — установить пути расчета параметров таких механизмов по заданной кривой M_n .

Подобная задача представляет и известный общий интерес, как одна из задач проектирования механизма с предписанной заранее нелинейной характеристикой его упругих свойств. В общем случае рассматриваемый ниже вопрос сводится к вопросу о проектировании кривошипного механизма с линейной (то есть подчиняющейся закону Гука) пружиной, обеспечивающего заданный нелинейный закон изменения крутящего момента на кривошипном валу по углу поворота этого вала. Для использования здесь полученных ниже выводов достаточно регуляторную заслонку заменить кривошипом.

1. Прямая связь пружины с заслонкой

В простейшем случае (фиг. 2) усилие F пружины приложено к заслонке в некоторой точке A_0 через шарнирно связанную с заслонкой и пружиной серьгу A_0B . Точка A_0 расположена в средней плоскости заслонки. Серьга A_0B всегда устанавливается по направлению усилия F , то есть по оси пружины.



Фиг. 2

Во время работы регулятора угол β может меняться в интервале от $\beta = \beta_0$ до некоторого $\beta = \beta_{max}$, соответствующего полному закрытию заслонки. При достаточно большой длине пружины (или, точнее, при достаточно большом расстоянии точки крепления правого конца пружины от оси вращения заслонки) изменением угла наклона оси пружины по мере закрытия заслонки можно пренебречь, (см. ниже, п. 3). В соответствии с этим здесь и в п. 2 предполагается, что ось пружины, а следовательно, и серьга A_0B при любых значениях угла β остается горизонтальной, то есть перпендикулярной оси патрубка регулятора.

Обозначим:

F_n — первоначальная затяжка регуляторной пружины при вертикальном (на фиг. 2) положении заслонки $\beta = 0$;

F_0 — усилие пружины при „установочном“ положении регуляторной заслонки $\beta = \beta_0$;

F — усилие пружины при произвольном положении заслонки (под каким либо углом β к вертикали);

c — жесткость регуляторной пружины;

z — деформация удлинения пружины по сравнению с ее длиной при $\beta = 0$;

h — плечо усилия F относительно оси O вращения заслонки;
 a — расстояние от точки A_0 крепления серьги AB к заслонке до оси вращения последней.

Согласно фиг. 2

$$z = a \sin \beta ; \quad h = a \cos \beta .$$

Теперь:

$$F = F_n + cz = F_n + ca \sin \beta , \quad (1)$$

$$F_0 = F_n + ca \sin \beta_0$$

и момент, развиваемый усилием F на оси заслонки:

$$M_n = Fh = (F_n + ca \sin \beta) a \cos \beta$$

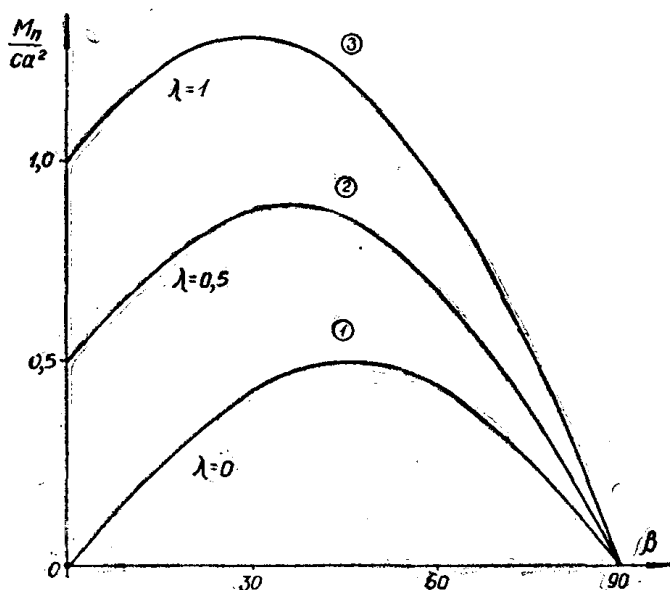
или

$$M_n = ca^2(\lambda + \sin \beta) \cos \beta , \quad (2)$$

где обозначено:

$$\lambda = \frac{F_n}{ca^2} . \quad (3)$$

Кривые изменения „удельного“ момента $\frac{M_n}{ca^2}$ в функции угла β , вычисленные по выражению (2) для различных значений коэффициента начальной затяжки λ , представлены на фиг. 3 (кривые 1, 2, 3). Легко видеть, что форма этих кривых совершенно не удовлетворяет предъявляемым к ней требованиям: крутизна кривых здесь уменьшается с увеличением β , тогда как заданная регуляторная характеристика двигателя диктует прямо противополо-



Фиг. 3

ложное. Максимум кривых M_n достигается здесь ранее значения $\beta = 45^\circ$ и тем ранее, чем больше λ . Следовательно, интервал возможных рабочих углов $\beta_{max} - \beta_0$ здесь очень невелик и не достигает даже $35 - 40^\circ$.

Для улучшения характера кривых M_n целесообразно вынести точку A из средней плоскости заслонки. На фиг. 4 ось качания серьги укреплена в некоторой точке A ниже плоскости заслонки, так что линия OA составляет с средней плоскостью заслонки некоторый угол γ . Точка A расположена на нормали A_0A к плоскости заслонки.

Согласно фиг. 4:

$$z = a_1 \sin \gamma + a_1 \sin(\beta - \gamma),$$

$$F = F_n + ca_1[\sin \gamma + \sin(\beta - \gamma)] \quad (5)$$

и момент пружины:

$$M_n = [F_n + ca_1 \sin \gamma + ca_1 \sin(\beta - \gamma)]a_1 \cos(\beta - \gamma)$$

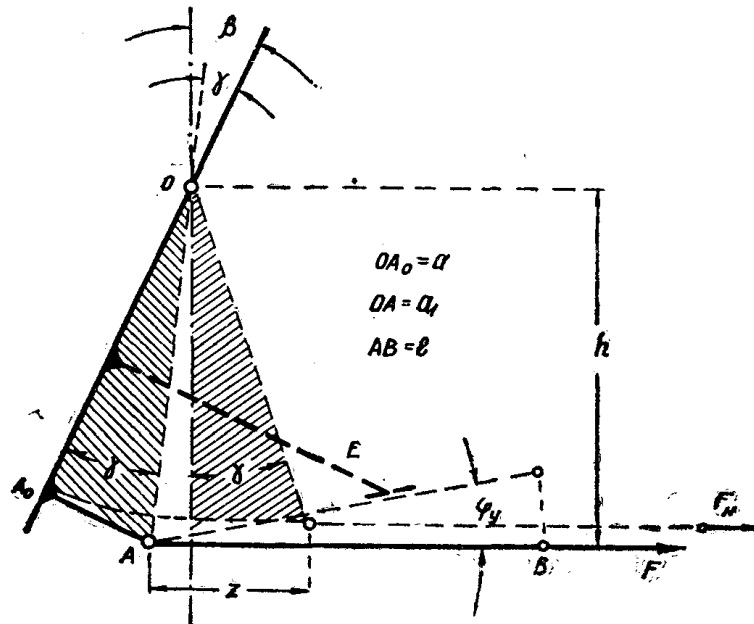
или

$$M_n = ca_1^2[\lambda_1 + \sin(\beta - \gamma)]\cos(\beta - \gamma), \quad (6)$$

где

$$\lambda_1 = \frac{F_n}{ca_1} + \sin \gamma = \lambda \cos \gamma + \sin \gamma. \quad (7)$$

Здесь, как и ранее, F_n — начальная затяжка пружины при $\beta = 0$.



Фиг. 4

На фиг. 5 (кривые 4—7) показаны графики изменения отношения $\frac{M_n}{ca^2}$

в функции угла β , вычисленные по выражению (6) для ряда значений λ и γ . Из фиг. 5 следует, что вынос точки A крепления серьги AB из средней плоскости заслонки приводит к существенному изменению кривых $M_n = f(\beta)$. Интервал углов β поворота регуляторной заслонки, в котором имеет место непрерывное увеличение момента M_n по углу β , значительно расширяется и, например, при $\gamma = 60^\circ$ составляет уже более 90° . Но чем шире этот интер-

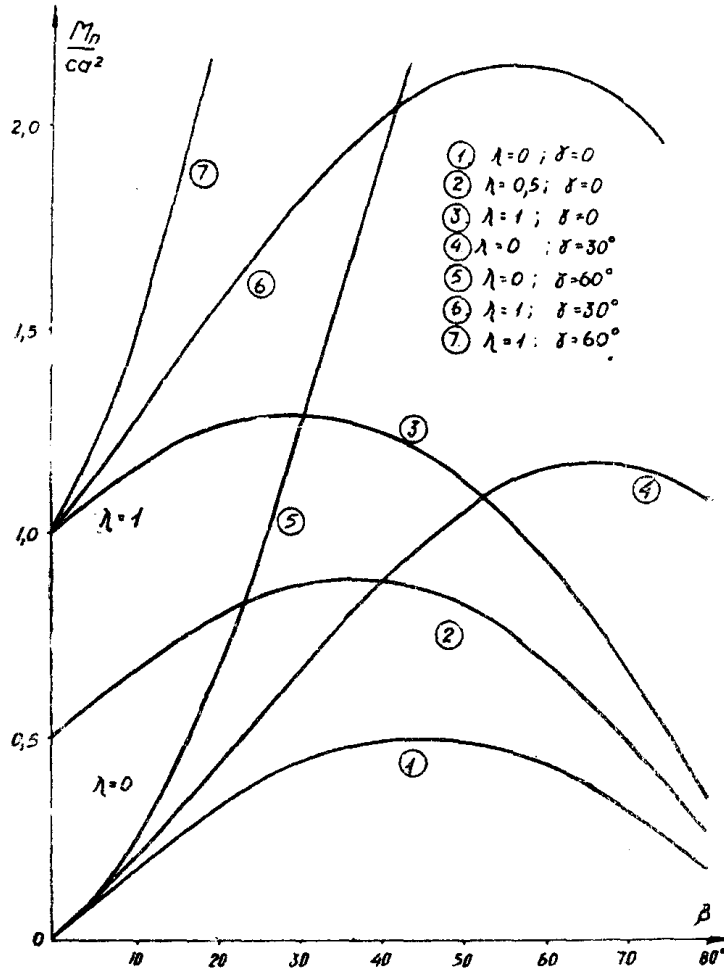
вал, тем легче выбрать на кривых $\frac{M_n}{ca^2}$ участок, удовлетворяющий требованиям

формы и характера необходимой (заданной) кривой $M_n = f(\beta)$.

Теперь остается подобрать соответствующие значения величин γ , a_1 , c и F_n для того, чтобы обеспечить совпадение действительной кривой M_n с необходимой кривой — по крайней мере в трех заданных точках, если только характер необходимой кривой M_n сходен с характером кривых, представленных на фиг. 5.

Пусть эти три заданные точки кривой M_n (фиг. 1) имеют, соответственно, абсциссы $\beta_0, \beta_1, \beta_2$ и ординаты M_{n0}, M_{n1}, M_{n2} . Тогда, пользуясь выражением (6), можно записать:

$$\begin{aligned} M_{n0} &= ca_1^2[\lambda_1 + \sin(\beta_0 - \gamma)] \cos(\beta_0 - \gamma), \\ M_{n1} &= ca_1^2[\lambda_1 + \sin(\beta_1 - \gamma)] \cos(\beta_1 - \gamma), \\ M_{n2} &= ca_1^2[\lambda_1 + \sin(\beta_2 - \gamma)] \cos(\beta_2 - \gamma). \end{aligned} \quad (8)$$



Фиг. 5

Составляем отношения:

$$\alpha_1 = \frac{M_{n1}}{M_{n0}} = \frac{[\lambda_1 + \sin(\beta_1 - \gamma)] \cos(\beta_1 - \gamma)}{[\lambda_1 + \sin(\beta_0 - \gamma)] \cos(\beta_0 - \gamma)}, \quad (9)$$

$$\alpha_2 = \frac{M_{n2}}{M_{n0}} = \frac{[\lambda_1 + \sin(\beta_2 - \gamma)] \cos(\beta_2 - \gamma)}{[\lambda_1 + \sin(\beta_0 - \gamma)] \cos(\beta_0 - \gamma)}. \quad (10)$$

Из (9):

$$\lambda_1 = \frac{1}{2} \frac{\sin 2(\beta_1 - \gamma) - \alpha_1 \sin 2(\beta_0 - \gamma)}{\alpha_1 \cos(\beta_0 - \gamma) - \cos(\beta_1 - \gamma)} \quad (11)$$

и, аналогично, из 10:

$$\lambda_1 = \frac{1}{2} \frac{\sin 2(\beta_2 - \gamma) - \alpha_2 \sin 2(\beta_0 - \gamma)}{\alpha_2 \cos(\beta_0 - \gamma) - \cos(\beta_2 - \gamma)}. \quad (12)$$

Приравнивая правые части выражений (11) и (12), получим уравнение, где единственной неизвестной величиной является угол γ . Но решение этого уравнения относительно γ в общем виде едва ли возможно. Практически искомое значение угла γ может быть найдено из соотношений (11) и (12) подбором или графическим путем, как абсцисса точки пересечения двух кривых $\lambda_1 = f_1(\gamma)$ и $\lambda_1 = f_2(\gamma)$, построенных по точкам, соответственно по выражениям (11) и (12) для ряда произвольных значений угла γ .

Теперь принимаем из конструктивных соображений величину радиуса a_1 и, например, из первого из выражений (8) находим искомую жесткость регуляторной пружины:

$$c = \frac{M_{n0}}{a_1^2 [\lambda_1 + \sin(\beta_0 - \gamma)] \cos(\beta_0 - \gamma)}; \quad (13)$$

входящая сюда величина λ_1 , при уже известном γ , определена из выражений (11) или (12).

Далее из формулы (7):

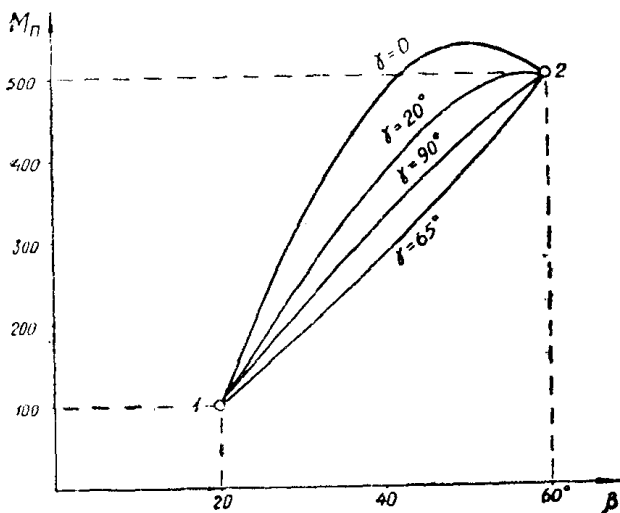
$$F_n = ca_1(\lambda_1 - \sin\gamma). \quad (14)$$

Отсюда определяется начальная затяжка пружины F_n . Наконец по выражению:

$$F_0 = F_n + ca_1 [\sin\gamma + \sin(\beta_0 - \gamma)] \quad (15)$$

находим затяжку пружины при $\beta = \beta_0$, знание которой необходимо при сборке и наладке регулятора.

На этом основной расчет механизма регулятора можно считать законченным. Вычисленные выше значения параметров γ , c и F_0 , при выбранном a_1 , обеспечат совпадение действительной кривой момента M_n с заданной (необходимой) в трех избранных заранее точках последней.



Фиг. 6

Однако такое совпадение может быть получено далеко не всегда, так как ассортимент возможных форм кривых на фиг. 3 ограничен. Здесь нет, например, кривых по фиг. 9, имеющих на небольшом интервале углов $\beta_2 - \beta_0$ малый подъем в начале и быстрый подъем в конце. Аналитически это выражается в том, что при достаточно большой разности $a_2 - a_1$ и малом интервале $\beta_2 - \beta_0$ уравнения (11) и (12) для λ_1 и γ оказываются несовместимыми.

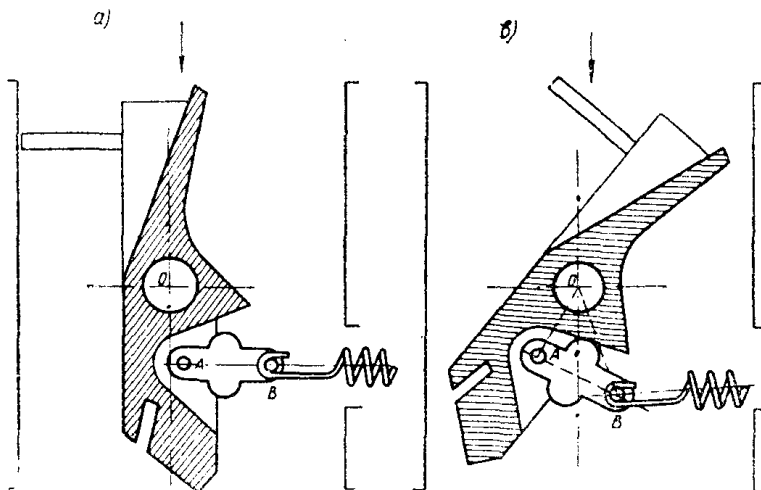
На фиг. 6 представлено в качестве примера семейство кривых $M_n = f(\beta)$, которые дает механизм по фиг. 4, между двумя конкретными заданными точ-

ками 1 и 2. Кривые, проходящие через эти точки, но расположенные в интервале 1—2 ниже некоторой граничной линии (отвечающей в данном примере значению $\gamma \cong 65^\circ$) механизмом по фиг. 4 не могут быть обеспечены.

2. Механизм с ограниченным движением серьги АВ

В отечественных конструкциях предельных регуляторов (карбюраторы К—49, К—80 и др.) применяется несколько более сложная конструкция механизма связи регуляторной пружины с заслонкой. Здесь угловые перемещения серьги АВ относительно заслонки ограничиваются особым выступом (упором) на последней (фиг. 7).

Подобное устройство обладает определенными преимуществами по сравнению с рассмотренным выше механизмом (фиг. 4), где серьга АВ всегда устанавливалась по направлению усилия пружины. Механизм по фиг. 7 обеспечивает возможность:



Фиг. 7

- а) получения крутого подъема кривой M_n в области больших значений угла β при сравнительно медленном подъеме ее при малых β ;
- б) получения кривой M_n с резким изломом в какой-либо заданной ее точке, с абсциссой β_y ;
- в) удовлетворения требуемой кривой в четырех или пяти избранных точках (при условии подходящей формы этой кривой).

Здесь необходимо рассмотреть два различных периода работы механизма по фиг. 7: до и после включения упора.

а) До включения упора ($\beta \leq \beta_y$)

Упор-ограничитель (на фиг. 4 и 8, показанный условно, в виде некоторой стойки E , укрепленной на заслонке ниже ее плоскости) допускает отклонения качающейся около точки A серьги АВ только на некоторый угол φ_y от нормали к радиусу OA .

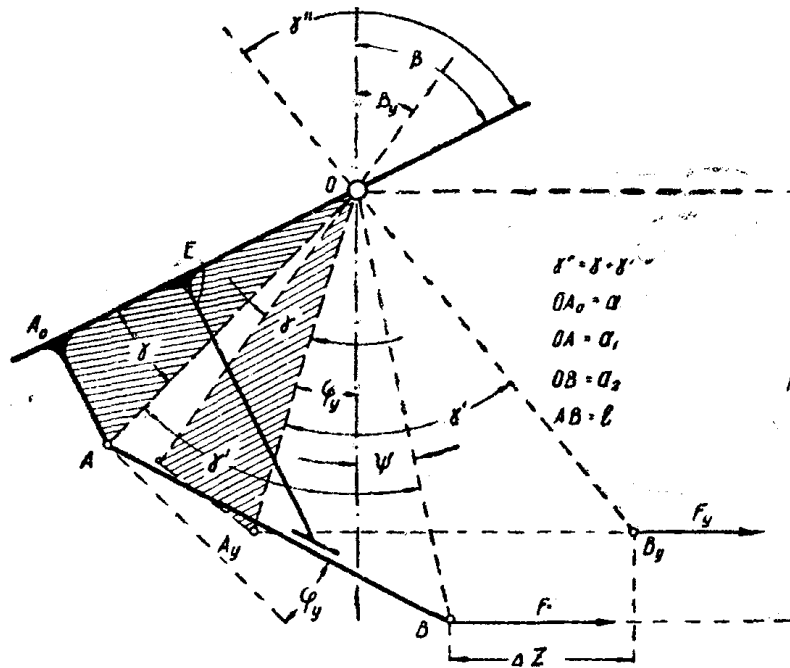
При положениях заслонки под углами β к вертикали, меньшими нежели $\varphi_y + \gamma$ и при горизонтальном положении оси пружины серьга АВ также располагается горизонтально (см. фиг. 4; здесь упор E показан пунктиром).

Очевидно, что до момента включения упора (то есть до момента соприкосновения серьги с выступом на заслонке, что имеет место при $\beta_y = \varphi_y + \gamma$) механизм регулятора остается совершенно тождественным рассмотренному выше механизму по фиг. 4 (без упора). Следовательно, здесь будут спра-

ведливы полученные выше выражения (5) и (6). Закон изменения отношения $\frac{M_n}{ca^2}$ для углов $\beta \leq \beta_y$ представится прежними кривыми, показанными на фиг. 3.

б) После включения упора ($\beta > \beta_y$)

Теперь (при $\beta > \varphi_y + \gamma$) серьга AB уже не остается горизонтальной: по мере прикрытия заслонки она отклоняется вниз (фиг. 7); треугольник AOB становится жестким. В момент включения упора этот треугольник занимает показанное на фиг. 8 пунктиром положение A_yOB_y с горизонтальной сто-



Фиг. 8

роной A_yB_y . Сейчас на точку B_y действует усилие пружины F_y , величина которого, согласно (5), определится выражением:

$$F_y = F_n + ca_1[\sin \gamma + \sin \varphi_y], \quad (16)$$

так как

$$\beta_y = \varphi_y + \gamma.$$

При дальнейшем увеличении угла β треугольник AOB поворачивается около точки O вместе с заслонкой; точка B движется по дуге радиуса $a_2 = OB$ из центра O . При этом пружина получает дополнительное удлинение Δz ; соответственно увеличивается и усилие пружины:

$$F = F_y + c\Delta z. \quad (17)$$

Согласно фиг. 8

$$\Delta z = a_2 \sin(\gamma' - \varphi_y) - a_2 \sin \psi$$

или

$$\Delta z = a_2 \sin(\gamma' - \varphi_y) + a_2 \sin(\beta - \gamma''),$$

где γ' — угол при вершине O жесткого (при $\beta > \beta_y$) треугольника AOB , а

$$\psi = \gamma'' - \beta.$$

Здесь γ'' — угол между радиусом OB и плоскостью OA_0 заслонки:

$$\gamma'' = \gamma + \gamma'. \quad (18)$$

Теперь вместо выражения (17) можно записать:

$$F = F_n + ca_1(\sin\gamma + \sin\varphi_y) + ca_2[\sin(\gamma' - \varphi_y) + \sin(\beta - \gamma'')]$$

или

$$F = ca_2[\lambda_2 + \sin(\beta - \gamma'')],$$

где обозначено:

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{a_1}{a_2} + \frac{a_1}{a_2} (\sin\gamma + \sin\varphi_y) + \sin(\gamma' - \varphi_y). \quad (19)$$

Здесь, как и ранее:

$$\lambda_1 = \frac{F_n}{ca_1},$$

а F_n — затяжка пружины при $\beta = 0$.

Плечо силы F :

$$h = a_2 \cos\psi = a_2 \cos(\beta - \gamma'').$$

Момент, развиваемый пружиной на заслонке при $\beta \geq \beta_y$:

$$M_n = Fh = ca_2^2[\lambda_2 + \sin(\beta - \gamma'')]. \cos(\beta - \gamma''). \quad (20)$$

Входящие в выражения (18) и (20) величины γ' и a_2 могут быть определены следующим образом. Из треугольника AOB :

$$\frac{l}{a_1} = \frac{\sin\gamma'}{\cos(\gamma' - \varphi_y)}, \quad (21)$$

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{\cos\varphi_y}{\cos(\gamma' - \varphi_y)}.$$

Отсюда

$$\operatorname{tg}\gamma' = \frac{l \cos\varphi_y}{a_1 - l \sin\varphi_y}, \quad (22)$$

$$a_2 = a_1 \frac{\cos\varphi_y}{\cos(\gamma' - \varphi_y)} \quad (23)$$

здесь l — длина серьги AB .

В зависимости от величины l и других, входящих в формулы (6) и (12) параметров механизма, кривая $M_n = f(\beta)$ будет иметь различную форму и даже резкий излом в точке, соответствующей моменту включения упора (фиг. 9).

Полученными выше формулами можно воспользоваться для проектирования механизма регулятора (фиг. 7) по заданной (необходимой) кривой $M_n = f(\beta)$. Сейчас в этих формулах девять неизвестных: c, F_n, γ, γ' (или γ''), φ_y, a, a_1, a_2 и l . Но величины l, a_1, a_2, φ_y и γ связаны между собою соотношениями (21) и (23); кроме того:

$$a = a_1 \cos\gamma.$$

Радиус a_1 (или a) следует выбрать из конструктивных соображений¹⁾, так как абсолютная величина его не влияет на характер протекания кривой

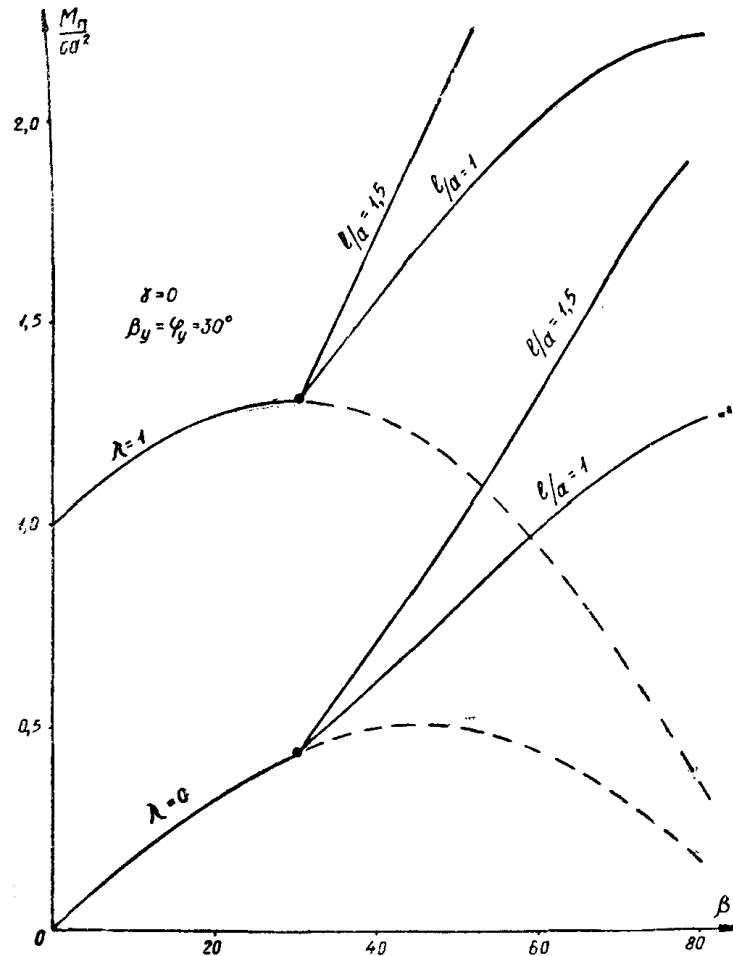
¹⁾ Здесь необходимо учитывать, что уменьшение радиуса a_1 приводит к соответствующему увеличению усилий пружины F , то есть к повышению нагрузок на ось регуляторной заслонки и увеличению сил трения на ней. Результатом этого (при малой величине a_1) может быть появление заметной нечувствительности регулятора.

$M_n = f(\beta)$ и определяет собою лишь абсолютные величины необходимых жесткости c регуляторной пружины и начальной затяжки ее F_n . В итоге остаются пять неизвестных: c, F_n, γ, γ' и φ_y , подбором которых можно обеспечить необходимую кривую $M_n = f(\beta)$ в четырех-пяти точках (при условии, конечно, подходящего вида этой кривой).

В некоторых случаях целесообразно избрать заранее момент включения упора (если, например, необходимая кривая M_n имеет явно выраженную точку излома, после которой она поднимается особенно круто). Здесь появляется новое условие:

$$\varphi_y = \beta_y - \gamma$$

и необходимая кривая M_n может быть обеспечена в четырех точках (включая точку излома). Рассмотрим в качестве примера этот случай.



Фиг. 9

Пусть заданы четыре точки кривой $M_n = f(\beta)$ (фиг. 10) с фиксированными абсциссами $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3$ и соответствующими ординатами $M_{n0}, M_{n1}, M_{n2}, M_{n3}$. Наметим момент включения упора в точке с абсциссой $\beta = \beta_2$, то есть примем

$$\beta_y = \beta_2.$$

На основании выражений (16) и (20) теперь имеем:

$$M_{n0} = c a_1^2 [\lambda_1 + \sin(\beta_0 - \gamma)] \cos(\beta_0 - \gamma), \quad (24)$$

$$M_{n1} = c a_1^2 [\lambda_1 + \sin(\beta_1 - \gamma)] \cos(\beta_1 - \gamma), \quad (25)$$

$$M_{n2} = ca_1^2[\lambda_1 + \sin(\beta_2 - \gamma)] \cos(\beta_2 - \gamma), \quad (26)$$

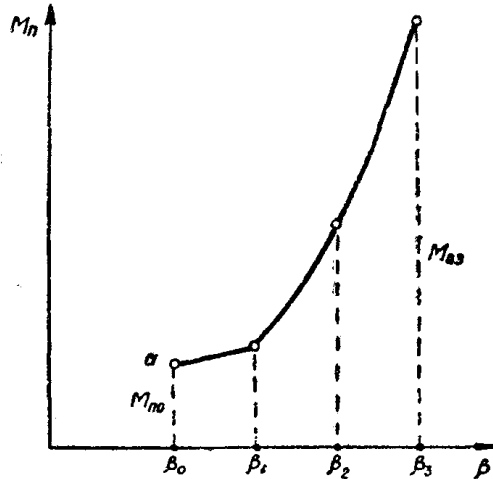
$$M_{n3} = ca_2^2[\lambda_2 + \sin(\beta_3 - \gamma'')] \cos(\beta_3 - \gamma''). \quad (27)$$

Для точки с абсциссой $\beta \equiv \beta_2$ можно было бы еще написать соотношение

$$M_{n2} = ca_2^2[\lambda_2 + \sin(\beta_2 - \gamma'')] \cos(\beta_2 - \gamma''),$$

которое, однако, при наличии уже связей (22) и (23) является равноценным зависимости (26).

Выбираем величину радиуса a_1 . Затем совместным решением уравнений (24), (25) и (26) способом, указанным выше на стр. 270, находим искомые величины γ , c , F_n , а так же a , λ_1 , λ_2 и угол $\varphi_y = \beta_y - \gamma$.



Фиг. 10

Теперь остается определить необходимую величину радиуса a_2 и тесно связанные с ним значения угла γ' и длины серьги l . Для этого следует воспользоваться выражением (27) для ординаты крайней правой фиксированной точки ($\beta = \beta_3$) кривой момента M_n на фиг. 10. Но величина a_2 может быть найдена отсюда только подбором: задаемся ожидаемым значением угла γ' и из формулы (23) находим соответствующее значение a_2 , а из выражения (21) длину серьги l . Далее по формуле (19) вычисляем коэффициент λ_2 и, наконец, по выражению (27) подсчитываем момент M_{n3} . Это значение момента M_{n3} сравниваем с требуемой величиной момента пружины в точке $\beta = \beta_3$. В случае если, например, значение момента M_{n3} , найденное из выражения (27), окажется больше требуемого, — необходимо провести пересчет, принимая в соотношениях (19) и (23) новое, несколько меньшее значение угла γ' и т. д.

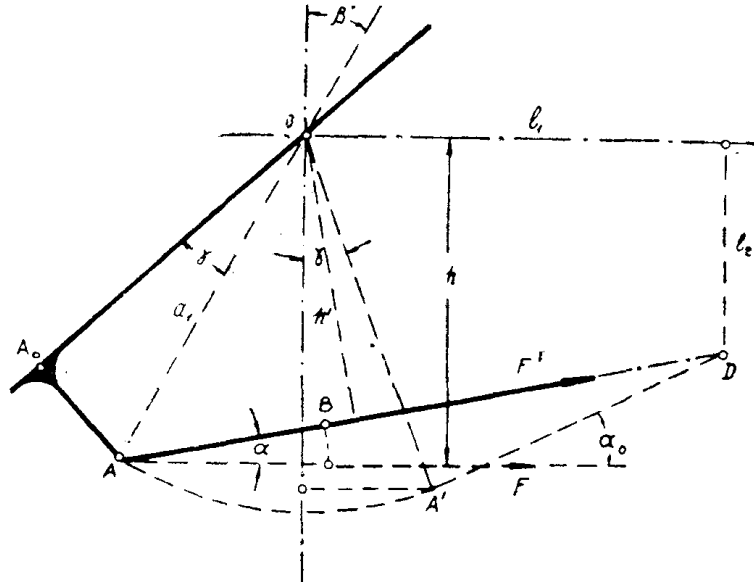
Для проверки полученных результатов целесообразно подсчитать по формуле (20) несколько промежуточных точек кривой момента M_n на участке между $\beta = \beta_2$ и $\beta = \beta_3$. При значительном отклонении этих точек от заданной кривой $M_n = f(\beta)$ должен быть произведен пересчет, исходя, например, из некоторого нового значения угла β_y , соответствующего моменту включения упора.

3. Об учете влияния конечной длины регуляторной пружины

Выше, в п. 1 и 2, предполагалось, что при любых углах поворота β регуляторной заслонки направление усилия F пружины остается неизменным (горизонтальным на фиг. 4, 7). Но такая картина может иметь место только

в случае, если крепление правого конца пружины отнесено очень далеко от оси вращения заслонки. Лишь при этом условии справедливы все предыдущие выкладки и формулы, а отрезок z представляет собою абсолютную вытяжку пружины по сравнению с ее длиной при вертикальном положении заслонки.

Пусть правый конец пружины закреплен в некоторой точке D на сравнительно небольшом расстоянии от оси O (фиг. 11); l_1 и l_2 координаты этой точки. Теперь осевая линия пружины располагается наклонно, под некоторым (переменным в зависимости от β) углом α к горизонтали. Пружина получает дополнительную вытяжку, вследствие чего усилие пружины уве-



Фиг. 11

личивается от значения F (которое было бы в пружине при $\alpha=0$) до некоторого нового значения F' . При этом плечо усилия пружины относительно оси вращения заслонки уменьшается от величины h (когда ось пружины оставалась все время горизонтальной) до некоторого нового значения h' .

Усилие F' дает момент на заслонке:

$$M'_n = F'h'.$$

Отношение:

$$q = \frac{M'_n}{M_n} = \frac{F'h'}{Fh}$$

можно рассматривать как количественную характеристику влияния конечной длины пружины (или, точнее, величины отрезка OD) на кривую $M_n = f(\beta)$.

Ниже рассматривается вопрос о величине q для случая работы механизма по фиг. 7, 8 до включения упора ($\beta \leq \beta_y$). Согласно фиг. 11:

$$h' = h \frac{\cos(\beta' + \alpha)}{\cos\beta'},$$

где

$$\beta' = \beta - \gamma,$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_1 \cos\beta' - l_2}{a_1 \sin\beta' + l_1}.$$

Полное абсолютное удлинение пружины (по сравнению с ее длиной при $\beta=0$):

$$z' = AD - A'D = \frac{l_1 + a_1 \sin \beta'}{\cos \alpha} - \frac{l_1 - a_1 \sin \gamma}{\cos \alpha_0}$$

или

$$z' = \frac{z}{\cos \alpha} + k,$$

где принято обозначение:

$$k = (a_1 \sin \gamma - l_1) \left(\frac{1}{\cos \alpha_0} - \frac{1}{\cos \alpha} \right).$$

Здесь α_0 — угол наклона оси пружины к горизонтали при вертикальном ($\beta=0$) положении регуляторной заслонки, определяемый из очевидного соотношения:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{a_1 \cos \gamma - l_2}{l_1 - a_1 \sin \gamma},$$

а z , как и ранее, удлинение пружины в случае $l_1 = \infty$:

$$z = a_1 [\sin \gamma + \sin(\beta - \gamma)].$$

Теперь усилие в пружине:

$$F' = F_n + cz' = F_n + c \left(\frac{z}{\cos \alpha} + k \right)$$

и момент, развиваемый пружиной на оси вращения заслонки:

$$M'_n = \left[F_n + c \left(\frac{z}{\cos \alpha} + k \right) \right] \cdot h \frac{\cos(\beta' + \alpha)}{\cos \beta_1}.$$

Искомое отношение:

$$q = \frac{M'_n}{M_n} = \frac{\left[F_n + c \left(\frac{z}{\cos \alpha} + k \right) \right] \cdot \cos(\beta' + \alpha)}{(F_n + cz) \cos \beta'}$$

или на основании соотношения (3):

$$q = \frac{\lambda + \frac{1}{a} \left(\frac{z}{\cos \alpha} + k \right)}{\lambda + \frac{z}{a}} \cdot \frac{\cos(\beta' + \alpha)}{\cos \beta'}.$$

Аналогичное выражение может быть получено и для периода работы механизма после включения упора.

Конкретные подсчеты, проведенные для механизма регулятора К-49, показывают, что здесь коэффициент q не превосходит значения 1,005, что свидетельствует о достаточной практической точности зависимостей, приведенных выше в п. 1 и 2.

Но отклонение оси регуляторной пружины от горизонтали (на фиг. 4, 7, 8) может оказать существенное влияние на момент включения упора. Для компенсации этого влияния необходимо вычисленное ранее значение угла φ_y увеличить до $\varphi_y + \alpha_y$, где α_y — угол наклона оси пружины к горизонтали в момент включения упора ($\beta = \beta_y$).