ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՌ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР
Տեխնիկական գիտութ. սերիա XVI, № 5, 1963 Серия технических наук

ЭНЕРГЕТИКА

Л. А. АГАСЯН

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ВНУТРЕННЕЙ РЕГУЛИРОВКИ СВОБОДНОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Свободнопоршневые генераторы газа входят в состав газотурбинных установок в качестве источников горячих, сжатых газов с требуемыми параметрами для питания газовой турбины. Параметры генерируемого газа свободнопоршневого генератора газа (СПГГ) должны соответствовать выбранному проходному сечению соплового аппарата турбины на всех режимах работы установки. Поэтому вопросы обеспечения наивыгоднейших условий совместной работы турбины и СПГГ приобретают существенное значение. Решение этой задачи сводится к внутренней регулировке СПГГ.

В порядке первого приближения условие совместимости режимов работы турбины и СПГГ можно записать в виде следующего равенства:

$$\frac{G_г \sqrt{T_г}}{P_г} = \text{const}, \tag{1}$$

где $G_г$, $T_г$ и $P_г$ — соответственно секундный расход, температура и давление выхлопных газов.

Большинство современных газогенераторов выполнено по схеме с внутренним расположением компрессоров и с буферами низкого давления, позволяющей выполнить газогенератор наименьшего габарита и веса. Отметим, что здесь имеется в виду газогеренатор только указанного типа. Изменение режима работы в СПГГ достигается посредством изменения трех основных параметров: количества топлива за цикл, подаваемого в цилиндр двигателя, давления выхлопных газов, регулируемого сечением выхлопа, уровня буферов (массы воздуха, содержащейся в буфере). При изменении одного из этих параметров в СПГГ устанавливаются новые, отличные от расчетного, режимы работы, которые принято называть переменными режимами.

Известно, что для прямого хода поршня [1]:

$$L_k^{пх} + L_g + L_k^{ох} = L_з; \tag{2}$$

для обратного хода поршня

$$L_д^{пх} + L_k + L_g^{ох} = L_з, \tag{3}$$

где L_k — работа компрессора за цикл;

L_k^{px} — работа расширения в компрессоре;

L_g — работа двигателя за цикл;

L_g^{ox} — работа сжатия в двигателе;

$L_б$ — работа сжатия или расширения в буфере.

Из сопоставления уравнений (2) и (3) имеем:

$$L_g = L_k, \tag{4}$$

т. е. энергия, воспринятая компрессором, равна энергии, развитой двигателем. Это значит, что генератор газа—система автоматически устойчивая.

При переходе СПГГ на частичные нагрузки ход поршней мало изменяется по сравнению с другими параметрами (так, например, у генератора *GS*—34 в интервале нагрузок 100—40% ход поршня уменьшается на 24%). Однако относительно малое изменение величины хода поршня играет решающую роль при работе СПГГ на переменных режимах. С изменением хода поршня меняется не только число циклов СПГГ, но и относительный объем вредного пространства компрессора, производительность, а также время—сечение распределительных окон двигателя. Поэтому, весьма важно установить, как же влияют главные параметры СПГГ на ход поршней.

Если подача топлива увеличена, а другие параметры (давление выхлопных газов, уровень буферов) остаются постоянными, работа цикла двигателя L_g увеличивается. Из уравнения (4) работа цикла компрессора L_k тоже увеличивается, значит, ход увеличивается. Таким образом, величина подачи топлива задает размеры хода поршней.

Если уровень буферов увеличивается, а другие параметры остаются постоянными (подача топлива, давление выхлопных газов), $L_б$ увеличивается. При этом, как видно из уравнения (2), только L_g^{ox} может увеличиваться, так как L_g и L_k^{px} по условию остаются постоянными. С другой стороны, из уравнения (4) следует, что L_k остается постоянным. Следовательно внутренняя мертвая точка (ВМТ) и наружная мертвая точка (НМТ) должна приближаться к центру. Значит уровень буферов дает позицию хода поршней. Давление выхлопных газов, выданных на турбину, определяется сечением выхлопа и производительностью СПГГ. При постоянной производительности СПГГ давление в продувочном ресивере зависит только от величины сечения выхлопа. При увеличении давления в продувочном ресивере работа цикла компрессора L_k должна увеличиться. Согласно уравнения (4) $L_k = \text{const}$ при $L_g = \text{const}$. С другой стороны, увеличение давления в продувочном ресивере сначала увеличивает работу сжатия в двигателе L_g^{ox}, но так как ход и диаграмма буфера уменьшаются, из уравнения (2) L_g^{ox} уменьшается с увеличением ВМТ. Диаграммы циклов двигателя и компрессора изменяют вид, но остаются постоянны-

ми по площадям. Изменение давления продувочного ресивера изменяет размеры и позицию хода.

Из рассмотрения влияния основных параметров СПГГ приходим к выводу, что изменение проходного сечения выхлопа изменяет ход поршней, который определяется подачей количества топлива, а уровень буферов определяет их позицию.

Установим предельные положения мертвых точек. Перемещения ВМТ к центру и от центра машины ограничены соответственно максимальным и минимальным давлением сжатия в цилиндре двигателя. Максимальное давление сжатия в осуществленных типах СПГГ до-

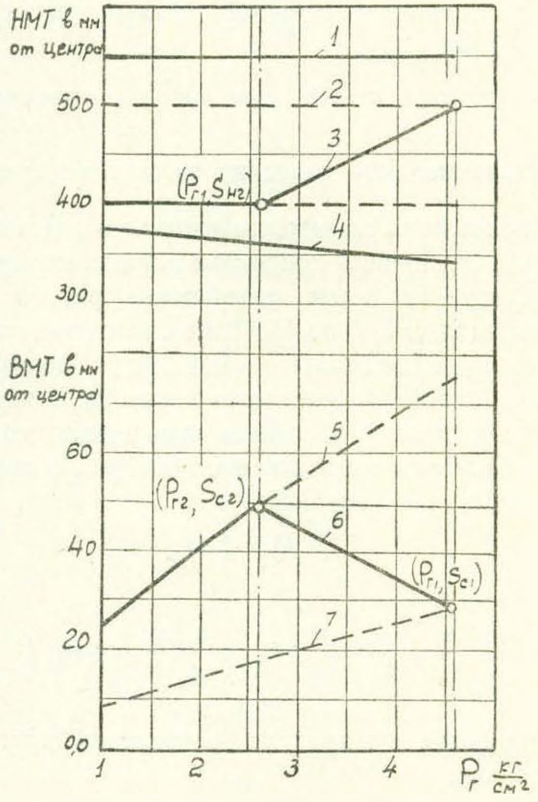

Рис. 1. Границы устойчивой работы СПГГ *GS*-34: 1. Положение НМТ, соответствующее упору поршней в крышке буфера; 2. Максимально допустимое расстояние НМТ от центра; 3. Положение НМТ при работе СПГГ с турбиной; 4. Предел устойчивости по положению НМТ; 5. Предел устойчивости по положению ВМТ; 6. Положение ВМТ при работе СПГГ с турбиной; 7. Минимально допускаемое расстояние ВМТ от центра.

стигает до 100 *кг/см*². Для обеспечения самовоспламенения топлива, минимальное давление сжатия в двигателе, при нормальных условиях окружающей среды, должно быть равно 25 *кг/см*². На рис. 1 показан

характер изменения максимальных и минимальных расстояний ВМТ от центра в функции давления газа. При этом использованы следующие расчетные формулы:

$$S_c^{\max} = S_c \cdot \left(\frac{P_r}{P_c^{\min}}\right)^{\frac{1}{n}}, \tag{5}$$

$$S_c^{\min} = S_c \cdot \left(\frac{P_r}{P_c^{\max}}\right)^{\frac{1}{n}}. \tag{6}$$

Численные значения параметров, входящих в формулы (5) и (6), были приняты:

$S_c = 263$ *мм* — расстояние внутренней кромки выхлопных окон от центра;

$P_c^{\min} = 25 \frac{кг}{см^2}$ — минимальное давление сжатия в цилиндре двигателя;

$P_c^{\max} = 100 \frac{кг}{см^2}$ — максимальное давление сжатия в цилиндре двигателя;

$n = 1{,}35$ — показатель политропы сжатия в двигателе.

НМТ сверху ограничена контактом поршня компрессора с крышкой буфера, а снизу — условием устойчивой работы СПГГ (рис. 1). Условие устойчивости СПГГ по НМТ можно сформулировать так: для данного давления газа предельным является то положение НМТ, при котором работа компрессора достигает своего минимального значения. Действительно, для данного давления газа работа компрессора будет минимальной при минимальном давлении воздуха в продувочном ресивере. Но давление в ресивере [2]

$$P_s = P_r + \Sigma\Delta P,$$

где P_r — давление газа;

$$\Sigma\Delta P = \left(\frac{\gamma_н}{\gamma}\right) \cdot \left(\frac{g_{кн}}{g_к}\right)^2 \left[\Delta P_{вн} \left(\frac{A_{вн}}{A_в}\right)^2 + \Delta P_{пн} \left(\frac{A_{пн}}{A_п}\right)^2\right].$$

Здесь γ — удельный вес воздуха в цилиндре двигателя в начале сжатия;

$A_в$, $A_п$ — сечение выпускных и впускных окон;

$\Delta P_{вн}$, $\Delta P_{пн}$ — потери давления в выпускных и впускных окнах на номинальном режиме.

Индексом *н* обозначены параметры СПГГ на номинальном режиме. На основании приведенных уравнений на рис. 2 построена зависимость $\Sigma\Delta P$ от положения НМТ при различных значениях производительности компрессора за цикл. В соответствии с этими кривыми на том же рисунке даны кривые изменения давления в продувочном ресивере. Если справа от точки, соответствующей минимальному значению давления в продувочном ресивере, произошло временное уменьшение НМТ, давление в продувочном ресивере уменьшается, что приводит к перемещению НМТ до своей первоначальной позиции, т. е. СПГГ на-

ходится на автоматически устойчивом режиме. В случае, когда слева от этой точки произойдет временное уменьшение НМТ, давление в продувочном ресивере увеличивается, что приводит к новому умень-

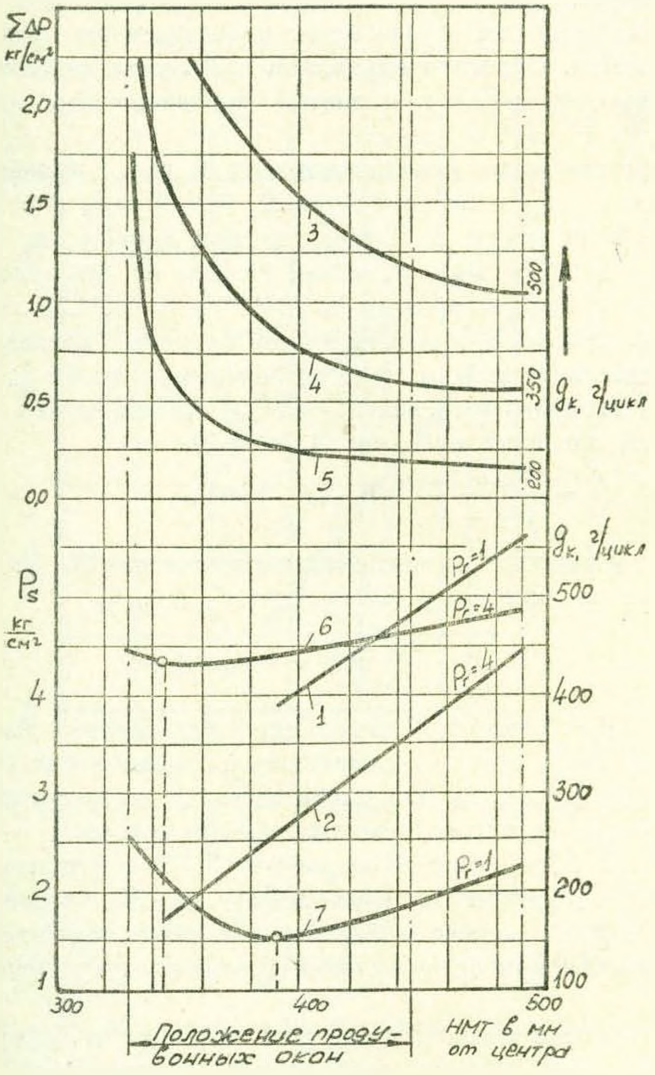

Рис. 2. Характеристики СПГГ *GS*-34 по положению НМТ. 1 и 2—производительность компрессоров за цикл при различных давлениях газа; 3, 4 и 5—суммарные потери давления в окнах при различных производительностях компрессоров; 6—7—давление в ресивере при различных давлениях газа.

шению НМТ, следовательно, и к увеличению давления в продувочном ресивере. После нескольких ходов с НМТ, уменьшающейся с каждым циклом, генератор останавливается вследствие недостаточной продувки. Точки, соответствующие минимальным значениям давления в продувочном ресивере, предопределяют переход СПГГ с зоны автомати-

чески устойчивого режима в зону неустойчивых режимов. Эти точки соответствуют минимальным расстояниям НМТ от центра. Так как для высоких значений давления газов производительность компрессоров за цикл ниже, чем для низких давлений (для данной НМТ), то эта точка в рассматриваемом случае будет находиться на меньшем расстоянии от центра. Отсюда следует, что предельные устойчивые НМТ будут приближаться к центру с ростом давления газов на выхлопе (рис. 1).

Диапазон изменения производительности газа, вырабатываемого СПГГ, зависит от пределов изменения S_c (ВМТ) и $S_н$ (НМТ). Максимальная производительность получается при $S_c = S_{c1}$ и $S_н = S_{н1}$, а минимальная — при $S_c = S_{c2}$ и $S_н = S_{н2}$. Исходя из этих соображений, можно наметить закон изменения S_c (ВМТ) и $S_н$ (НМТ) при изменении нагрузки установки, обеспечивающей широкий диапазон изменения производительности. Для этого необходимо, чтобы $S_н$ увеличивался от минимального значения $S_{н2}$ до $S_{н1}$ по линейному закону в зависимости от давления газа (рис. 1, поз. 3):

$$S_н = \frac{S_{н2} - S_{н1}}{P_{г2} - P_{г1}} (P_г - P_{г1}) + S_{н1}, \tag{7}$$

а S_c (ВМТ) уменьшался от максимального значения S_{c2} до минимального S_{c1} тоже по линейному закону (рис. 1. поз. 6)

$$S_c = \frac{S_{c2} - S_{c1}}{P_{г2} - P_{г1}} (P_г - P_{г1}) + S_{c1}. \tag{8}$$

При работе СПГГ с турбиной внутренняя регулировка должна обеспечить изменение $S_н$ и S_c в соответствии с уравнениями (7) и (8). В приведенных формулах S_{c2} и S_{c1} определяются из формул (5) и (6). Величина $P_{г1}$ характеризует перегрузочный режим, а $P_{г2}$ — минимальное давление газа при совместной работе СПГГ и турбины. Из конструктивных соображений определяется $S_{н1}$, а $S_{н2}$ задается. В порядке первого приближения за $S_{н2}$ можно принять такой ход, при котором поршень перекрывает продувочные окна цилиндра двигателя примерно на 40%.

Закономерность изменения среднего давления в буфере в зависимости от давления наддува, необходимая для получения требуемой степени сжатия двигателя на переменных режимах, достигается выбором дифференциального поршня и подбором соответствующей затяжки пружины стабилизатора, а изменение $S_н$ по заданному закону (7)—изменением подачи топлива. Зависимость изменения подачи топлива и среднего давления в буфере описывается выражениями:

$$g_т = \frac{P_{ik}}{P_{ik_0}} \cdot \frac{S}{S_0} \cdot \frac{\eta_{i_0}}{\eta_i} \cdot g_{т_0}; \tag{9}$$

$$P_s = \frac{F_k}{F_б} \cdot P^c_{ik} + \frac{F_g}{F_б} P^c_{ig} + P^{ox}_m), \tag{10}$$

где F_k, F_b и F_g — соответственно площадь поршня компрессора, буфера и двигателя;

P_{ik}^f, P_{ig}^f и P_T^{ox} — соответственно средние индикаторные давления в компрессоре, двигателе и механических потерь за обратный ход;

η_i — индикаторный к.п.д. двигателя.

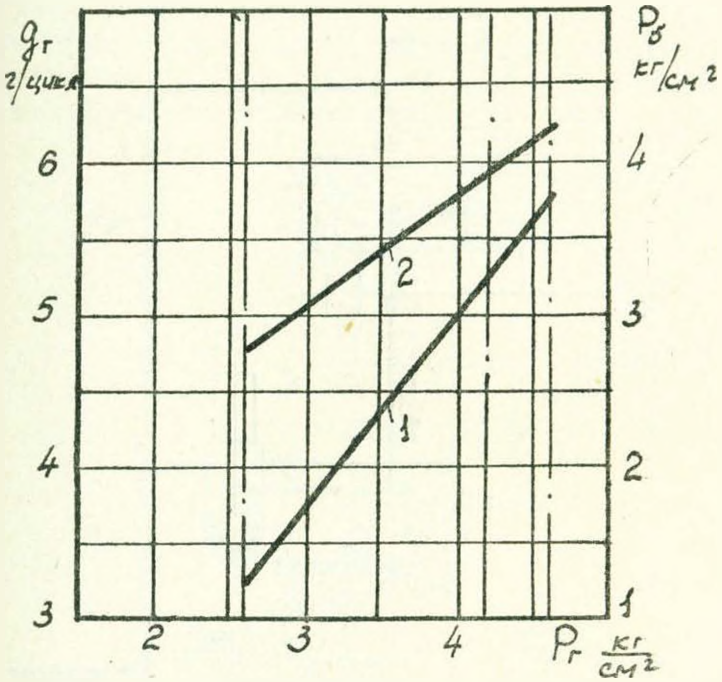

Рис. 3. Зависимость подачи топлива и среднего давления в буфере от давления газа при работе СПГГ GS-34 с турбиной.

Графики изменения относительных величин подачи топлива и среднего давления в буфере в функции давления газа представлены на рис. 3. Остальные параметры определяются по методике, изложенной в работе [1].

Таким образом, имеем необходимые законы изменения ВМТ и НМТ по режимам при работе СПГГ с турбиной (рис. 1). Кроме того, из уравнений энергетических балансов СПГГ устанавливается, что полученные закономерности изменения мертвых точек можно обеспечить одновременным изменением подачи топлива и среднего давления буферов согласно рис. 3. Практически это осуществляется системой внутренней регулировки СПГГ, главными элементами которой является стабилизатор и топливный насос (рис. 4): принцип работы стабилизатора подробно изложен [3].

Рассмотрим работу одного и того же СПГГ со стабилизатором, находящимся под средним давлением воздушной подушки, и со стабилизатором с отбором давления. На рис. 4 изображено устройство для предварительного отбора давления из буферных цилиндров. От-

крытие золотника происходит при достижении движущимися частями середины пути и длится только на небольшой части его хода. При работе СПГГ со стабилизатором со средним давлением, стабилизатор постоянно связан с буферными цилиндрами, а пульсации воздуха

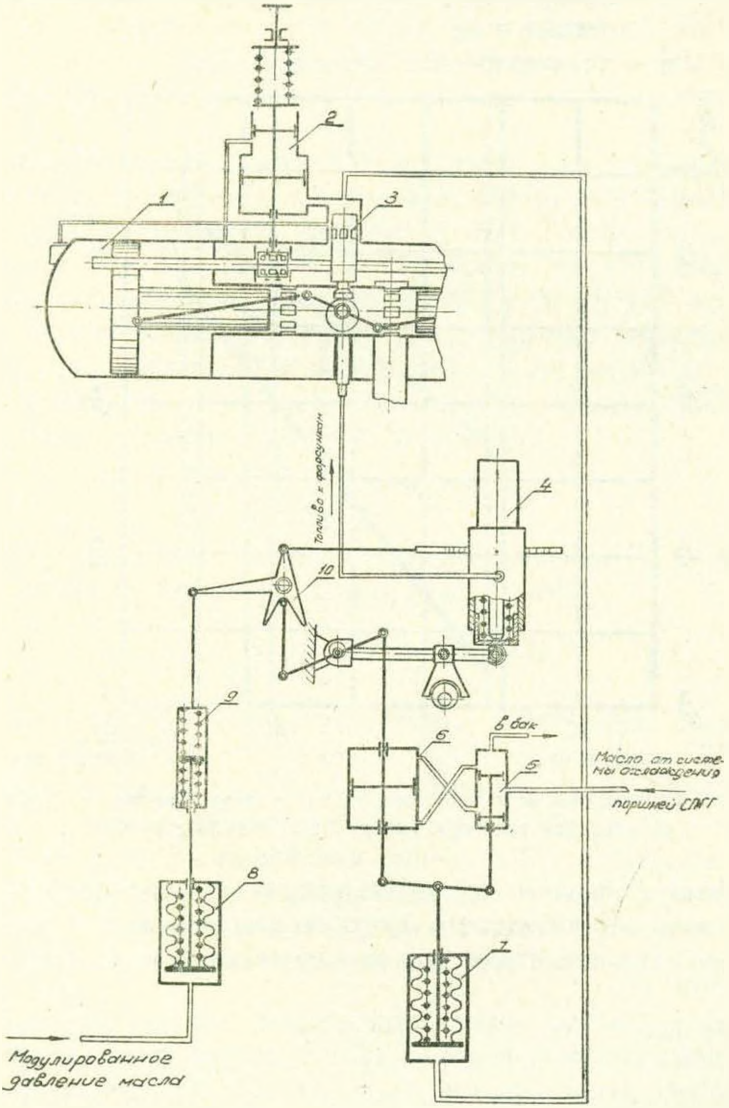

Рис. 4. Принципиальная схема внутреннего регулирования СПГГ. 1—СПГГ; 2—стабилизатор; 3—клапан отбора давления; 4—топливный насос; 5—золотник; 6—сервомотор; 7—чувствительный элемент; 8—сервомотор подачи топлива; 9—ограничитель усилия; 10—кулачок ограничения подачи топлива.

амортизируются глушителем, включенным в этот трубопровод. При работе СПГГ со стабилизатором, управляемым средним давлением буферов, стабилизатор поддерживает определенное среднее давление в буфере независимо от длины хода. Если, например, ход удлиняется

вследствие более сильного впрыскивания горючего, среднее давление воздушной подушки увеличивается и поршень стабилизатора перемещается вверх, воздух уходит из воздушной подушки до момента, пока не восстановится первоначальное среднее давление. При работе со стабилизатором с предварительным отбором давления количество воздуха в буферном цилиндре не зависит от длины хода и при данном рабочем давлении мы получаем кривую давления в зависимости от вполне определенного хода. Удлинение хода, следовательно, выражается увеличением среднего давления воздушной подушки.

На рис. 5 показано изменение давления в буфере в зависимости

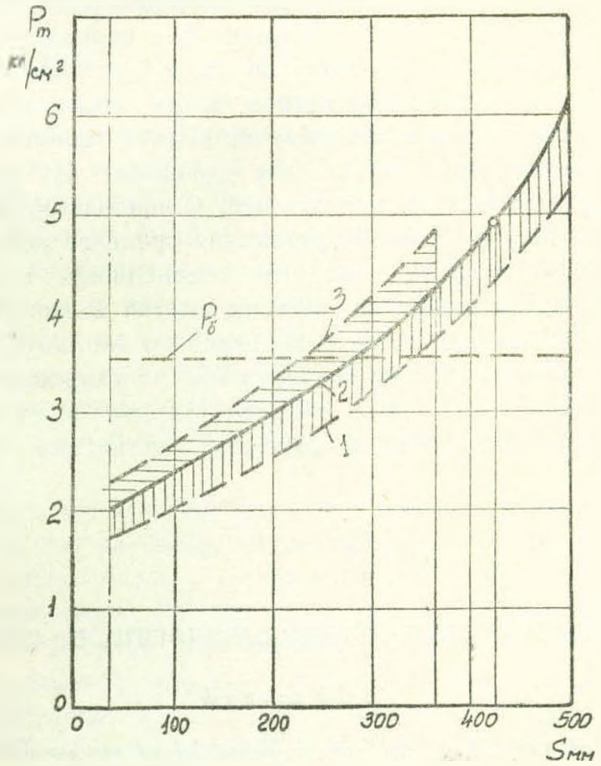

Рис. 5. Диаграмма буферных цилиндров СПГГ GS-34: непрерывная черта — для стабилизатора с отбором давления; пунктирная черта—для стабилизатора со средним давлением. S—ход в *мм*; P_m — мгновенное давление в буферных цилиндрах; $P_б$ — среднее давление в буферных цилиндрах; 1, 2 и 3—давление в буферных цилиндрах при длинном, среднем и коротком ходе поршня.

от хода со стабилизатором с отбором давления и со стабилизатором со средним давлением. Если допустить, что для среднего хода графики давления будут одинаковыми для обоих типов стабилизитора, то при использовании стабилизатора с отбором давления получим увеличение работы обратного хода в случае удлинения пути (поверхность

заштрихована вертикально) и, наоборот, уменьшение работы обратного хода при более коротком пути движения поршня (поверхность заштрихована горизонтально). Следовательно, при работе СПГГ с стабилизатором с отбором давления увеличение нагрузки СПГГ сопровождается увеличением уровня буферов. При рассмотрении влияний основных параметров автором установлено, что увеличение уровня буферов при прочих равных условиях приводит к увеличению степени сжатия в двигателе. Значит, стабилизатор с отбором давления обеспечивает необходимый закон изменения ВМТ, а топливный насос—соответствующую длину хода. Импульс изменения числа оборотов турбины модулированным давлением масла воспринимается сильфонным чувствительным элементом (рис. 4, позиция 8) и передается через рычажную систему топливному насосу 4 на изменение подачи топлива. Это вызывает изменение всех параметров, в том числе и уровня буфера. Сервомотор опережения и ограничения подачи топлива 7 воспринимает сигнал от буферов через отобранное давление на соответствующее изменение опережения подачи топлива. Стабилизатор 2 на рис. 4 поддерживает необходимый закон изменения среднего давления в буфере в зависимости от давления газа, что обеспечивает в свою очередь необходимый закон изменения степени сжатия в двигателе. Позиция НМТ регулируется количеством подаваемого топлива за цикл.

Таким образом, органы внутренней регулировки с изменением подачи топлива устанавливают соответствующие позиции мертвых точек и обеспечивают широкий диапазон изменения мощности установки.

АФВНИИЭМ

Поступило 3 IV 1963

ԱԶԱՏ–ՄԽՈՑԱՅԻՆ ՇԱՐԺԻՉՆԵՐԻ ԿԱՐԳԱՎՈՐՄԱՆ ՄԻ ՔԱՆԻ ՀԱՐՑԵՐ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Հոդվածում ուսումնասիրության է ենթարկվում ազատ մխոցային շարժիչների կարգավորման սխեման։ Յույց է տրված, որ ազատ մխոցային շարժիչների հիմնական պարամետրները հանդիսանում են վառելիքի տիկլային ծախսը, բուֆերի միջին ճնշումը և արտածվող գազերի խողովակի կտրվածքի մեծությունը։ Ուսումնասիրված է նաև ազատ մխոցային շարժիչի համատեղ աշխատանք տուրբինի հետ։ Առաջարկվում է ազատ մխոցային շարժիչով ուժային սարքավորման հիմնական պարամետրերի հաշվարկման ինժեներական մեթոդ։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Елистратов Ф. М., Колюко В. М., Томилин М. С.* Силовые установки со свободнопоршневыми генераторами газа, Л. 1959.
2. *Шелест П. А.* Безвальные генераторы газов, М., 1960.
3. *Кошкин В. К.* и *Левин Б. Ф.* Двигатели со свободно движущимися поршнями, М., 1954.