

В 49
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант ВИНОГРАДОВ А. А.

**Исследование
центробежно-тангенциального
регулятора угловой скорости
вращения вала двигателей
внутреннего сгорания**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — доктор технических наук,
профессор И. И. Кринецкий

ОДЕССА
1965

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант ВИНОГРАДОВ А. А.

Исследование
центробежно-тангенциального
регулятора угловой скорости
вращения вала двигателей
внутреннего сгорания

Переучет 1984 г.

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — доктор технических наук,
профессор И. И. Кринецкий

V-3100735

Одесский технологический
институт
им. М. В. Ломоносова
БИБЛИОТЕКА

ОДЕССА
1965

ОНАХТ 06.07.11
Исследование центроб



Одесский технологический институт им. М. В. Ломоносова направляет Вам автореферат диссертации аспиранта Виноградова А. А. «Исследование центробежно-тангенциального регулятора угловой скорости вращения вала двигателей внутреннего сгорания», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Работа выполнена на кафедре «Теоретические основы автоматизации и вычислительная техника» Одесского высшего инженерного морского училища.

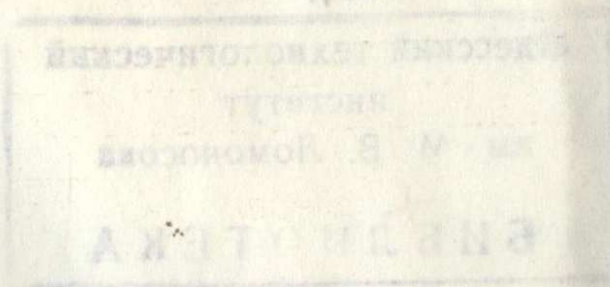
Защита диссертации намечается на „ 2 “ VII 1965 г.

Ваш отзыв и замечания в двух экземплярах просим направлять по адресу: г. Одесса, ул. Свердлова, № 112, Одесский технологический институт им. М. В. Ломоносова.

Ученый секретарь Совета

Л. А. Запорожец

(Запорожец Л. А.)



ОДЕССА
1965

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с решениями партии и правительства в нашей стране ведутся работы по комплексной автоматизации судов морского флота.

Большую часть судов, пополняющих торговый флот СССР, составляют теплоходы, где в качестве главных силовых установок используются мощные судовые дизели. Кроме этого дизельные установки широко применяются для судовых электростанций и в качестве вспомогательных двигателей.

Экономические показатели и производительность дизельных установок существенно зависят от совершенства применяемых на них автоматических устройств, без которых невозможно осуществление комплексной автоматизации.

Вопросам автоматизации скоростных режимов двигателей внутреннего сгорания посвящены работы Боднера В. А., Крутова В. И., Шевякова А. А., Каца А. М., Кринецкого И. И., Гендлера Л. В., Антоновича С. А., Настенко Н. Н. и других авторов.

Особенности работы дизелей в каждом конкретном случае налагают определенные требования, предъявляемые к автоматическим регуляторам скоростных режимов.

Системы регулирования дизель-генераторных установок должны обеспечивать высокую стабильность качества электроэнергии в судовой электросети при внезапных сбросах и набросах нагрузки.

Существующие в настоящее время автоматические регуляторы угловой скорости часто не отвечают этому требованию, что вызывает выход из строя различной судовой электро- и радионавигационной аппаратуры.

Требования, предъявляемые к системам автоматического регулирования угловой скорости вращения вала главных судовых дизелей, определяются спецификой их работы с передачей мощности на гребной винт. Основной особенностью их работы является то, что главный судовой дизель вместе с гребным винтом находится под воздействием постоянно изменяющейся внешней нагрузки.

Плавание в штормовую погоду при сильном ветре и волнении моря связано со значительными колебаниями нагрузки дизеля.

Вопросам работы двигателей внутреннего сгорания в условиях неустановившейся нагрузки посвящены работы Болтинского В. Н., Небеснова В. И., Брука И. А., Рихтера А. А. и др. авторов.

Главный судовой дизель в условиях волнения моря отдает мощность с некоторыми колебаниями по отношению к осредненному значению мощности в штилевую погоду, испытывая при этом то перегрузку, то недогрузку, что приводит к изменению производительности и понижению его экономичности.

В связи с большим распространением на теплоходах в качестве главных силовых установок мощных малооборотных дизелей, для которых вопросы динамической и термической напряженности имеют важное значение, то к системам автоматического регулирования угловой скорости дизелей должны предъявляться требования, обеспечивающие оптимальные условия эксплуатации мощных тихоходных дизелей при волнении моря.

Динамические и тепловые перенапряжения возникают как при ручном регулировании скоростных режимов дизелей, так и при применении для этой цели всережимных регуляторов.

Всережимное регулирование с подвижным ограничителем, которое еще не нашло широкого технического воплощения, несколько улучшает условия работы главных дизелей при волнении моря с точки зрения перегрузок, однако до конца задачу не решает.

Автоматические системы регулирования угловой скорости вращения вала главных двигателей должны оптимизировать температурные и динамические колебания с тем, чтобы обеспечить минимальные колебания мощности и экономических показателей двигателей при волнении.

Автоматические регуляторы угловой скорости как судовых дизель-генераторных установок, так и главных двигателей, требуют своего дальнейшего совершенствования.

В этом направлении актуальной представляется разработка новых средств автоматики, к числу которых относится центробежно-тангенциальный чувствительный элемент угловой скорости уаттовского типа с корректирующим сигналом по угловому ускорению.

Центробежно-тангенциальный чувствительный элемент представляет собой механическое устройство, позволяющее производить одновременно измерение с помощью одних и тех же грузов центробежного тахометра отклонение регулируемого параметра от его заданного значения и первую производную этого отклонения.

В диссертационной работе излагаются:

1. Результаты разработки конструкции и экспериментально-теоретического исследования центробежно-тангенциального чувствительного элемента угловой скорости уаттовского типа.

2. Результаты исследования эффективности применения центробежно-тангенциального чувствительного элемента в автоматических регуляторах угловой скорости вращения вала судовых двигателей внутреннего сгорания.

Применение центробежно-тангенциального чувствительного элемента в автоматических регуляторах скоростных режимов дизелей без усложнения схемы этих регуляторов позволяет повысить динамические качества систем регулирования дизель-генераторных установок и выбрать оптимальные соотношения амплитуд колебаний числа оборотов и регулирующего органа топливных насосов главных мощных малооборотных дизелей в штормовых условиях.

Работа состоит из введения, двух частей и выводов.

I

Первая часть работы содержит теоретическое и экспериментальное исследование центробежно-тангенциального чувствительного элемента угловой скорости вращения уаттовского типа.

Идея братьев Сименс — регулировать скорость хода машин путем введения в закон автоматического регулятора сигнала пропорционального угловому ускорению вращения, т. е. первой производной изменения угловой скорости — в настоящее время получила свое дальнейшее развитие.

Достаточно отметить создание в Украинском научно-исследовательском институте механизации и электрофикации сельского хозяйства Настенко Н. Н. и Борошком Л. А. регулятора скоростных режимов тракторных и комбайновых двигателей, в котором применен чувствительный элемент с шарами-грузами.

Введение с помощью этого чувствительного элемента как основного сигнала по отклонению угловой скорости, так и корректирующего сигнала по угловому ускорению позволило улучшить динамические свойства систем регулирования и повысить экономические показатели работы двигателей в условиях неустановившейся нагрузки.

Плоский регулятор угловой скорости, задолго до этого применявшийся в системах регулирования скорости вращения вала двигателей, также реагирует на отклонение регулируемого параметра и его первую производную, однако широкого распространения не получил в силу своих конструктивных недостатков.

В большинстве автоматических регуляторов скоростных режимов двигателей внутреннего сгорания в качестве чувствительного элемента изменения угловой скорости вращения применяется центробежный тахометр Уатта различных конструктивных модификаций.

Анализ физической сущности одновременного измерения угловой скорости и ускорения вращения чувствительным элементом с шарами-грузами и плоским регулятором позволили обеспечить введение корректирующего сигнала по угловому ускорению в центробежном тахометре Уатта.

В разработанных конструкциях центробежно-тангенциального чувствительного элемента введение сигнала по производной изменения угловой скорости вращения осуществлено изменением конфигурации грузов, разворотом грузов либо оси подвеса в теле самих грузов вокруг оси параллельной оси вращения чувствительного элемента, а также параллельным смещением грузов вдоль их осей подвеса.

При выводе уравнения динамики центробежно-тангенциального чувствительного элемента с грузами произвольной формы рассматривались отдельно вращательное движение грузов вокруг их осей подвеса, описываемое уравнением:

$$I_{zz}\ddot{\psi} = \sum_{i=1}^n \text{mom}_z \vec{F}_i, \quad (1)$$

где I_{zz} — момент инерции груза относительно оси подвеса;
 ψ — координата положения груза;

$\text{mom}_z \vec{F}$ — момент силы, приложенной к грузу, относительно его оси подвеса;

n — число сил, действующих на груз,
 и поступательное движение подвижной муфты чувствительного элемента, описываемое уравнением:

$$M\ddot{z} + \vartheta\dot{z} + cz = -P_H + Mg + mN, \quad (2)$$

где z — координата подвижной муфты;

M — приведенная к муфте масса всех движущихся с ней деталей чувствительного элемента;

ϑ — коэффициент вязкого трения;

c — жесткость задающей пружины;

P_H — сила предварительного затяга пружины;

g — ускорение свободного падения;

m — число грузов;

N — сила реакции подвижной муфты на действие грузов.

Уравнение динамики центробежно-тангенциального чувствительного элемента в отклонениях от установившегося режима, определяемое уравнениями (1) и (2), имеет вид

$$T_3^2 \Delta \ddot{z} + T_2 \Delta \dot{z} + \Delta z = K_1 \Delta \omega + K_2 \Delta \dot{\omega} \quad (3)$$

либо

$$T_3^2 \Delta \ddot{z} + T_2 \Delta \dot{z} + \Delta z = K_1 (\Delta \omega + N \Delta \dot{\omega}), \quad (4)$$

где $\Delta\omega$ — изменение угловой скорости вращения;
 T_3 и T_2 — постоянные времени, определяемые подвижными массами и вязкостью в чувствительном элементе;
 K_1 и K_2 — коэффициенты усиления по угловой скорости и ускорению;
 N — степень воздействия по угловому ускорению.
 В уравнениях (3) и (4)

$$T_3^2 = \frac{mI_{zz} + MR_{10}^2}{S_0}; \quad K_1 = \frac{2mR_{10}\Pi_{20}\omega_0}{S_0};$$

$$T_2 = \frac{mq + \vartheta R_{10}^2}{S_0}; \quad K_2 = \frac{mR_{10}\Pi_{30}}{S_0}; \quad (5)$$

$$N = \frac{\Pi_{30}}{2\omega_0\Pi_{20}},$$

где $R_{10}, S_0, \Pi_{20}, \Pi_{30}$ — коэффициенты, определяемые геометрическими характеристиками грузов на установившемся режиме работы чувствительного элемента с угловой скоростью ω_0 ;
 q — коэффициент демпфирования в опорах оси подвеса груза.

Появление сигнала по угловому ускорению в центробежно-тангенциальном чувствительном элементе обуславливается коэффициентом Π_{30} , который определяется формулой

$$\Pi_{30} = \left(\mu x_c l \sin \Theta + \frac{\mu}{V} I_{xz} \right) \sin \psi_0 + \left(\mu y_c l \sin \Theta + \frac{\mu}{V} I_{yz} \right) \cos \psi_0, \quad (6)$$

где μ и V — масса и объем груза;
 x_c и y_c — координаты центра тяжести груза;
 l — расстояние между осью подвеса груза и осью вращения чувствительного элемента;
 Θ — угол разворота грузов;
 I_{xz} и I_{yz} — центробежные моменты инерции груза;
 ψ_0 — координата положения груза для ω_0 .

Для центробежного измерителя Уатта $\Pi_{30} = 0$, ибо $\Theta = 0$ и $I_{xz} = I_{yz} = 0$ в силу симметричности грузов относительно их осей.

Анализ коэффициентов уравнения динамики (4) центробежно-тангенциального чувствительного элемента, определяемых выражениями (5), показал, что увеличение степени воздействия N по угловому ускорению приводит к улучшению динамических характеристик элемента при сохранении постоянства значений всех остальных коэффициентов этого уравнения. В центробежно-тангенциальном элементе с ростом значения N можно сохранить постоянным коэффициент усиления

K_1 по угловой скорости за счет уменьшения жесткости задающей пружины. Однако при этом возрастают постоянные времени T_3 и T_2 , что увеличивает инерционность чувствительного элемента в сравнении с его центробежным вариантом, когда $\Theta=0$, $I_{xz}=I_{yz}=0$. Более рациональным является путь введения корректирующего сигнала по угловому ускорению при сохранении постоянства инерционных характеристик чувствительного элемента, однако при этом происходит уменьшение коэффициента усиления K_1 по угловой скорости.

Увеличение степени воздействия N по угловому ускорению в соответствии с выражением (7)

$$N = \frac{K_2}{K_1} = \frac{\sin \Theta + \lambda_1}{2\omega_0(\cos \Theta + \lambda_2)} = \frac{r_{2y}}{2\omega_0 r_{1y}}, \quad (7)$$

где λ_1 и λ_2 — приведенные конструктивные характеристики грузов;

r_{1y} и r_{2y} — условные радиусы приведенных центробежной и тангенциальной составляющих силы инерции,

возможно за счет увеличения числителя и уменьшения знаменателя, последнее существенным образом влияет на величину степени воздействия N по угловому ускорению. Однако при этом уменьшается коэффициент усиления K_1 по угловой скорости и величина приведенной центробежной составляющей силы инерции, определяемой выражением

$$I_{\omega}^{\text{пр}} = -m_{\text{р}} r_{1y} \omega_0^2,$$

что уменьшает работоспособность чувствительного элемента.

Требуемые значения коэффициента усиления K_1 по угловой скорости и степени воздействия N по угловому ускорению определяются из условий обеспечения желаемых статических и динамических свойств чувствительного элемента. В соответствии с этим в работе рекомендуется использование центробежно-тангенциального чувствительного элемента в регуляторах скорости непрямого действия с двухкаскадными усилителями, когда вторая ступень усиления позволяет компенсировать уменьшение коэффициента усиления K_1 по угловой скорости за счет введения корректирующего сигнала N по угловому ускорению.

Разработанная конструкция центробежно-тангенциального регулятора угловой скорости вращения включает в себя гидравлический усилитель первого каскада типа «сопло—заслонка», в котором с заслонкой связана подвижная муфта чувствительного элемента, и гидравлический усилитель второго каскада золотникового типа, непосредственно управляющий исполнительным механизмом регулятора.

В работе приводится расчет характеристик центробежно-тангенциального чувствительного элемента, выбор задающих пружин при обеспечиваемой степени воздействия N по угловому ускорению, равной $0,2 \text{ сек}$.

Введение в систему автоматического регулирования угловой скорости двигателя внутреннего сгорания, исследуемую во второй части работы, сигнала по угловому ускорению для значений N в диапазоне $0,1 — 0,3 \text{ сек}$ приводит к значительному улучшению динамических качеств системы регулирования.

Для экспериментальной проверки эффективности введения корректирующего сигнала по производной на изменение динамических характеристик чувствительного элемента с поворотными грузами автором разработана методика исследований и специальный динамический стенд.

При снятии разгонных характеристик центробежно-тангенциального чувствительного элемента по положению подвижной муфты скачкообразное возмущение осуществлялось изменением напряжения на клеммах приводного электродвигателя. При этом разомкнутая цепь двух звеньев — приводного электродвигателя и центробежно-тангенциального чувствительного элемента — описывалась уравнениями:

$$T_M \Delta \dot{\omega} + \Delta \omega = K_M \Delta u,$$

$$T_2 \Delta \dot{z} + \Delta z = K_1 (\Delta \omega + N \Delta \dot{\omega}),$$

где T_M и K_M — постоянная времени и коэффициент усиления электродвигателя;

Δu — изменение напряжения питания.

Постоянной времени T_3 центробежно-тангенциального чувствительного элемента в условиях эксперимента пренебрегли ввиду ее малости по сравнению с постоянной времени T_2 .

Приведенные в работе разгонные характеристики чувствительного элемента по положению подвижной муфты и по изменению скорости приводного электродвигателя позволили определить значения степени воздействия N по угловому ускорению, хорошо согласующиеся с расчетом.

II

Вторая часть работы посвящена анализу двигателя внутреннего сгорания как объекта автоматического регулирования угловой скорости вращения при условиях работы его на гребной винт.

Уравнение динамики двигателя имеет вид:

$$T_1 \Delta \dot{n} + \Delta n = K \Delta \varphi + B \Delta \lambda_p, \quad (8)$$

где T_1 — постоянная времени двигателя;

K и B — коэффициенты усиления по положению регули-

рующего органа топливного насоса и по внешней нагрузке;

Δn — изменение числа оборотов;

$\Delta \varphi$ — относительное изменение положения регулирующего органа топливного насоса в долях полного хода;

$\Delta \lambda_p$ — изменение поступи гребного винта.

Получены аналитические зависимости для определения коэффициентов уравнения динамики (8):

$$T_1 = \frac{I\pi}{21500} \cdot \frac{n}{\frac{\partial N_c}{\partial n} \frac{\partial N_e}{\partial n}};$$

$$K = \frac{N_e}{\frac{\partial N_c}{\partial n} \frac{\partial N_e}{\partial n}} \cdot \frac{\chi}{\varphi}; \quad (9)$$

$$B = \frac{N_e}{\frac{\partial N_c}{\partial n} \frac{\partial N_e}{\partial n}} \cdot \frac{\frac{\partial K_2}{\partial \lambda_p}}{K_2},$$

где I — приведенный момент инерции двигателя;

χ — характеристика топливного насоса;

K_2 — коэффициент момента.

Характеристики комплекса «двигатель—движитель—корпус судна» для судна проекта 595 с двигателем 7ДКРН 74/160 позволили рассчитать коэффициенты уравнения динамики (8) дизеля по формулам (9) на скоростных режимах работы двигателя в диапазоне изменения мощности от 25% до 100% номинальной.

Экспериментальное определение характеристик двигателя производилось на судах Черноморского морского пароходства типа «Полтава».

В работе исследована система автоматического регулирования угловой скорости вращения вала двигателя 7ДКРН 74/160 с применением центробежно-тангенциального чувствительного элемента.

Исследуемая система автоматического регулирования описывается следующей системой уравнений:

$$\text{двигатель} \quad T_1 \dot{x} + x = -Ky + Bw,$$

$$\text{чувств. элемент} \quad T_2 \dot{z} + z = x + Nx,$$

(10)

$$\text{сервопривод} \quad \dot{y} = F(\psi),$$

$$\text{элемент сравнения} \quad \psi = z - K_{ос}y,$$

где x — регулируемый параметр;
 y — координата регулирующего органа топливного насоса;
 w — координата нагрузки;
 z — координата чувствительного элемента;
 ψ — координата рассогласования;
 $F(\psi)$ — нелинейная характеристика исполнительного механизма типа зоны нечувствительности 1-го рода с ограниченной мощностью;
 K_{oc} — коэффициент жесткой обратной связи.

При исследовании устойчивости, качества и эффективности рассматриваемой системы автоматического регулирования применялись методы, использующие идею гармонической линеаризации нелинейностей.

Характеристическое уравнение системы при исследовании устойчивости и переходных процессов имеет вид:

$$D(p) + G(p) \cdot h(A_\psi) = 0,$$

где $D(p) = T_1 T_2 p^3 + (T_1 + T_2) p^2 + p,$

$$G(p) = T_1 T_2 K_{oc} p^2 + [(T_1 + T_2) K_{oc} + KN] p + K + K_{oc}.$$

$h(A_\psi)$ — коэффициент гармонической линеаризации нелинейной характеристики исполнительного механизма.

Определение границ автоколебательных режимов в плоскости двух параметров — степени воздействия N по производной и критического коэффициента обратной связи $[K_{oc}]_{кр}$ — производилось при критическом значении коэффициента усиления нелинейности

$$h_{кр} = \frac{2s\xi}{\pi\eta},$$

где s — максимальная скорость перемещения поршня исполнительного механизма;
 η — нечувствительность исполнительного механизма;
 ξ — поправочный коэффициент.

Введение в исследуемую систему автоматического регулирования корректирующего сигнала по производной уменьшает критическое значение коэффициента $[K_{oc}]_{кр}$ обратной связи, т. е. позволяет без ухудшения качества переходных процессов в системе снижать значение коэффициента обратной связи, уменьшая при этом статическую ошибку регулирования.

Исследование переходных процессов в системе автоматического регулирования в работе производится аналитическим методом построения переходных процессов и путем математического моделирования на электронной моделирующей машине МН-7.

Переходные процессы получены для следующих параметров системы, соответствующих номинальному режиму работы двигателя:

$$T_1 = 0,83 \text{ сек}, \quad K = 84 \frac{\text{об/мин}}{\text{п. х.}},$$

$$T_2 = 0,3 \text{ и } 0,5 \text{ сек}, \quad s = 0,2 \frac{\text{п. х.}}{\text{сек}}, \quad \eta = 1,$$

$$K_{\text{ос}} = 0 \text{ и } 7 \frac{\text{об/мин}}{\text{п. х.}}, \quad N = 0, 0,15, 0,3 \text{ и } 0,5 \text{ сек.}$$

Анализ переходных процессов показывает, что корректированием исследуемой системы регулирования воздействием по первой производной угловой скорости существенно повышаются динамические качества системы. Действие сигнала по угловому ускорению, вводимого с помощью центробежно-тангенциального чувствительного элемента, проявляется на изменении характера переходных процессов (приближении их к апериодическим), уменьшении времени регулирования и величины динамического перерегулирования. Чем больше инерционность чувствительного элемента, тем более существенно сказывается воздействие сигнала по угловому ускорению.

Одной из специфических особенностей главных судовых двигателей является то, что они в условиях волнения моря находятся под воздействием неустановившейся внешней нагрузки, вызывающей в системе регулирования угловой скорости этих двигателей вынужденное движение.

Центробежный регулятор угловой скорости в условиях волнения моря вызывает колебания регулирующего органа топливного насоса с большой амплитудой, что приводит к термическим перенапряжениям мощных малооборотных дизелей. Поэтому исследование поведения системы регулирования при неустановившейся нагрузке имеет большое практическое значение для эксплуатации главных судовых двигателей внутреннего сгорания.

В работе рассматривается простейшая форма вынужденных колебаний нелинейной автоматической системы регулирования — одночастотные вынужденные колебания, происходящие с частотой регулярно изменяющейся внешней нагрузки.

Исследования вынужденных колебаний в системе автоматического регулирования, описываемой уравнениями (10), проводились аналитическим методом и моделированием на электронной моделирующей машине МН-7 для диапазона изменения частоты внешней нагрузки, соответствующего периодам набегания волны на корпус судна в условиях эксплуатации равным 5, 8, 12, 15, 18, 21 сек.

Закон изменения внешней нагрузки на двигатель в комплексной форме принят следующим:

$$\omega = A_{\omega} e^{j\omega t}, \quad (11)$$

где A_{ω} и ω — амплитуда и частота изменения внешней нагрузки.

Расчетные формулы для определения амплитуд колебаний координат исследуемой системы регулирования при принятии для них решений вида выражения (11) получены следующие:

$$A_{\psi} = \frac{BA_{\omega}\omega\sqrt{N^2\omega^2+1}}{\sqrt{(a_3 - a_1\omega^2)^2 + (a_2\omega - a_0\omega^3)^2}}, \quad (12)$$

фазовый сдвиг координаты ψ по отношению к координате ω внешней нагрузки

$$\Theta = \text{arctg} \frac{(a_3 - a_1\omega^2) + N\omega(a_2\omega - a_0\omega^3)}{(a_2\omega - a_0\omega^3) - N\omega(a_3 - a_1\omega^2)}, \quad (13)$$

$$A_x = \frac{\sqrt{B^2 A_{\omega}^2 \omega^2 + K^2 h^2 A_{\psi}^2 - 2KhA_{\psi}BA_{\omega} \sin \Theta}}{\omega\sqrt{T_1^2\omega^2 + 1}}, \quad (14)$$

$$A_y = \frac{hA_{\psi}}{\omega}. \quad (15)$$

В выражениях (12) и (13)

$$\begin{aligned} a_0 &= T_1 T_2; & a^2 &= (T_1 + T_2) K_{oc} h + KNh + 1; \\ a_1 &= T_1 + T_2 + T_1 T_2 K_{oc} h; & a_3 &= (K + K_{oc}) h. \end{aligned} \quad (16)$$

Аналитические зависимости (12), (13), (14) и (15) позволяют произвести расчет вынужденных колебаний системы автоматического регулирования и построить амплитудно-частотные характеристики по трем координатам: координате рассогласования, регулируемой координате и координате положения регулирующего органа топливного насоса.

Влияние сигнала по производной угловой скорости на характеристики вынужденного движения координат системы автоматического регулирования двигателя 7ДКРН 74/160, работающего на номинальном скоростном режиме, исследовалось путем сопоставления амплитудно-частотных характеристик, полученных для значений степени воздействия N по угловому ускорению, равных 0, 0,15 и 0,3 сек. при следующих значениях параметров

$$T_1 = 0,83 \text{ сек}, \quad K = 84 \frac{\text{об/мин}}{\text{п. х.}}, \quad BA_{\omega} = 10 \text{ об/мин},$$

$$T_2 = 0,3 \text{ сек}, \quad K_{oc} = 7 \frac{\text{об/мин}}{\text{п. х.}}$$

Приведенные в работе амплитудно-частотные характеристики и результаты моделирования исследуемой системы регулирования показывают, что применение центробежно-тангенциального чувствительного элемента позволяет в режиме вынужденных колебаний найти компромиссное решение для значений амплитуд колебаний угловой скорости и координаты регулирующего органа топливного насоса, которые совместно определяют как динамический и тепловой режим работы двигателя, так и рациональное использование его мощности.

Применение для главных судовых двигателей центробежно-тангенциального элемента угловой скорости позволяет обеспечить такую их работу в условиях неустановившейся внешней нагрузки, когда мощностные перегрузки и недогрузки и связанные с ними динамические и термические перенапряжения могут быть сведены к оптимальному минимуму.

Формулы (14) и (15) позволяют определить фазовый сдвиг при заданных значениях амплитуд колебаний угловой скорости вращения и положения регулирующего органа топливного насоса для каждого конкретного типа двигателя, исходя из условий эксплуатации, по следующей зависимости:

$$\Theta = \arcsin \frac{B^2 A_\omega^2 + K^2 A_y^2 - (T_1^2 \omega^2 + 1) A_x^2}{2KA_y B A_\omega} \quad (17)$$

Для обеспечения требуемого значения фазового сдвига Θ необходимо введение в исследуемую систему автоматического регулирования степени воздействия N по угловому ускорению, определяемой из выражения (13) по формуле:

$$N = b_1 + \sqrt{b_1^2 - b_0},$$

где

$$b_1 = \frac{(a_3 - a_1 \omega^2)(a_2 - a_0 \omega^3)}{[(a_3 - a_1 \omega^2)^2 + (a_2 \omega - a_0 \omega^3)^2] \sin^2 \Theta - (a_2 \omega - a_0 \omega^3)^2},$$

$$b_0 = \frac{[(a_3 - a_1 \omega^2)^2 + (a_2 \omega - a_0 \omega^3)^2] \sin^2 \Theta - (a_3 \omega - a_1 \omega^3)^2}{\omega^2 \{ [(a_3 - a_1 \omega^2)^2 + (a_2 \omega - a_0 \omega^3)^2] \sin^2 \Theta - (a_2 \omega - a_0 \omega^3)^2 \}}.$$

Коэффициенты a_0 , a_1 , a_2 и a_3 определяются по формулам (16).

ВЫВОДЫ

1. Центробежно-тангенциальный чувствительный элемент позволяет вводить в закон регулирования корректирующий сигнал по первой производной угловой скорости. Измерение изменения угловой скорости и углового ускорения в нем производится с помощью одних и тех же грузов.

2. Разработанный чувствительный элемент угловой скорости на базе центробежного измерителя Уатта, имеющего вертикальное расположение грузов, представляет собой одну из модификаций механических чувствительных элементов с коррекцией по угловому ускорению, к которым относятся плоский измеритель угловой скорости и чувствительный элемент с шарами-грузами.

3. Анализ изменения коэффициентов дифференциального уравнения динамики центробежно-тангенциального чувствительного элемента показывает, что для обеспечения работоспособности последнего необходимо применять двухкаскадное усиление выходного сигнала чувствительного элемента. Этот вывод следует также распространить на плоский регулятор и чувствительный элемент с шарами-грузами. Физическая основа и математическое описание последних тождественны с разработанным центробежно-тангенциальным чувствительным элементом угловой скорости.

4. Введение корректирующего сигнала по угловому ускорению приводит к улучшению динамических свойств центробежно-тангенциального чувствительного элемента, проявляющемся в приближении их к свойствам идеального чувствительного элемента, вследствие компенсирующего влияния степени воздействия по производной на инерционное запаздывание этого элемента.

5. Конструктивно простое исполнение центробежно-тангенциального чувствительного элемента, простота его настройки, обеспечение любых значений степени воздействия N по угловому ускорению, наиболее удобная его компоновка с двухкаскадным усилителем являются несомненными преимуществами перед устройствами аналогичного назначения.

6. Применение центробежно-тангенциального чувствительного элемента позволяет повышать устойчивость и улучшать качественные показатели переходных процессов в системе автоматического регулирования угловой скорости. Особенно целесообразно использовать его в системах, работа которых должна осуществляться без статизма. К числу этих систем относится система автоматического регулирования угловой скорости вращения вала дизеля с винтом регулируемого шага.

7. В условиях неустановившейся нагрузки введение корректирующего сигнала по угловому ускорению позволяет выбрать соотношения амплитуд колебаний угловой скорости вращения и положения регулирующего органа топливного насоса, соответствующие минимальным перегрузкам и недогрузкам главных судовых двигателей по мощности. Последнее улучшает динамическое и тепловое состояние мощных малооборотных дизелей, повышает их производительность, экономичность и моторесурс.

8. Центробежно-тангенциальный чувствительный элемент угловой скорости может найти широкое применение не только в системах автоматического регулирования судовых двигателей внутреннего сгорания, но и в системах регулирования газотурбинных, паротурбинных и дизельных установок на всех видах транспорта.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Виноградов А. А., Фокин А. В. Чувствительный элемент, вырабатывающий сигналы по отклонению и по производной угловой скорости. Материалы научно-технической конференции по комплексной автоматизации силовых установок и механизации работ на судах Министерств морского и речного флота, СоюзморНИИпроект, Москва, 1964.

2. Виноградов А. А. Чувствительный элемент угловой скорости уаттовского типа с дополнительным импульсом по угловому ускорению. Первая республиканская математическая конференция молодых исследователей, АН УССР, Институт математики, Киев, вып. 1, 1965.

3. Кринецкий И. И., Раздел «Центробежно-тангенциальный механический чувствительный элемент угловой скорости (типа элемента Уатта)» в книге «Регулирование двигателей внутреннего сгорания». Изд-во «Машиностроение», Москва, 1965.

Основное содержание работы сообщалось в докладах:

на научно-технической конференции по комплексной механизации и автоматизации судовых силовых установок и судовых работ на судах ММФ и МРФ в 1963 году,

на Первой республиканской научной конференции молодых исследователей в Институте математики АН УССР в 1964 г.,

на научных конференциях профессорско-преподавательского состава ОВИМУ в 1962, 1963, 1964 гг.

Подписано к печати 27.V.65г. Формат бумаги 60×84/16

1 печ. л. 1 уч.-изд. л. БР 07575. Зак. № 983. Тир. 200.

Одесская Книжная типография Главполиграфпрома Государственного Комитета Совета Министров УССР по печати. Купальный пер., № 5.