

ЭМ41, МДК 01.01

Раздел 1

Занятие 1-5

Преподаватель Романов Марк Николаевич.

Адрес эл. почты: marck_rom@mail.ru

Задание:

- 1. Составить базовый конспект по представленным лекциям в тетради «Судовые электроприводы».**

Отправить конспект лекции на электронную почту преподавателя.

Электропривод рулевого устройства.

1.1 Классификация рулевых электроприводов и требования, предъявляемые к ним

Рулевой электропривод является наиболее ответственным электроприводом на судне и предназначен для перекладки пера руля на определенный угол от диаметральной плоскости судна с заданной скоростью, т.е. рулевой электропривод обеспечивает управляемость судна, что определяет его маневренность и безопасность мореплавания.

Основные требования к рулевым электроприводам нормируются Правилами Регистра СССР. Наиболее важными из них являются:

1. Безотказность и надежность действия, что обеспечивается высоким качеством оборудования, а также наибольшей простотой схем.
2. Живучесть и гарантированное резервирование. Рулевым устройством должно иметь основной и запасной привод.
3. Достаточная перегрузочная способность по моменту вращения, обеспечивающая преодоление наибольших возможных моментов сопротивления на баллере руля.
4. Обеспечение нормированной скорости перекладки пера руля. Полностью погруженный в воду руль должен перекладываться основным электроприводом с 35° одного борта на 30° другого при максимальной скорости переднего хода не более чем за 28 с. Для судов повышенной маневренности продолжительность перекладки пера руля с борта на борт доводится до 20 и ниже секунд.
5. Удобство и простота управления. При ручном управлении матрос должен быть связан только с одним органом управления (рычагом, штурвалом, кнопками).
6. Возможность управления с нескольких (2-3) мест: ходовой рубки, сигнального мостика, румпельного отделения и др.
7. Четкий контроль работы электропривода. Обеспечивается указателями положения пера руля (аксиометрами) с точностью до $2,5^{\circ}$ при углах перекладки больше 5° . При нахождении пера руля в диаметральной плоскости судна точность указаний повышается до 1° .
8. Возможность быстрого и простого перехода с одного поста управления на другой, а также перевода работы рулевого устройства с основного на вспомогательный или аварийный привод не более чем за 2 минуты.
9. Простота обслуживания и ухода.
10. Высокие экономические показатели: малая масса и габариты, небольшая первоначальная стоимость и малые эксплуатационные расходы.

1.2. Классификация рулевых приводов.

По виду руля различают вертикальные рули (с вертикальной осью вращения), горизонтальные (с горизонтальной осью вращения) и бортовые (используются для уменьшения бортовой качки судна). Наибольшее распространение получили вертикальные рули.

Вертикальные рули разделяются, в свою очередь, на следующие категории:

1. К рулям пластинчатого типа относятся обыкновенные рули, балансирные рули, полубалансирные рули.
2. Рули удобообтекаемой формы.
3. Рули-насадки.
4. Активные рули.
5. Подруливающие устройства.

Рассмотрим перечисленные типы рулей.

Пластинчатые рули. Пластинчатые рули обыкновенного типа (см. рис.1) характеризуются тем, что площадь пера руля помещена в одну сторону от оси вращения пера руля и сдвинута к корме.

На рис.1 обозначено: Р – положение центра давления воды на перо руля; v_0 – расстояние от оси баллера до центра давления воды; v – длина пера руля.

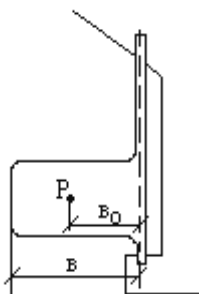


Рис. 1.

Балансирные рули характеризуются тем, что ось вращения не совпадает с передней кромкой пера руля (см. рис.2).

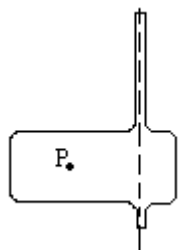


Рис.2

Смещение оси вращения руля приводит к уменьшению вращающих моментов на баллере руля, так как результирующий момент сопротивления пера руля вращению равен разности моментов, создаваемых действием потока воды на заднюю и переднюю площади пера руля.

Полубалансирные рули – это рули, у которых высота передней части пера руля меньше высоты задней части (см. рис. 3).

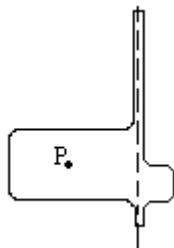


Рис. 3.

Пластинчатые рули. Рули, обладающие профилем прямоугольника. Основным недостатком пластинчатых рулей является значительное сопротивление в направлении движения судна, которое обусловлено наличием завихрений потока воды, которые создаются рулями такого типа вследствие несовершенства профиля сечения пера руля.

Удобообтекаемые рули – это рули, обладающие профилем крыла самолета (см. рис.4). Рули такого типа бывают балансирные, полубалансирные, простые.

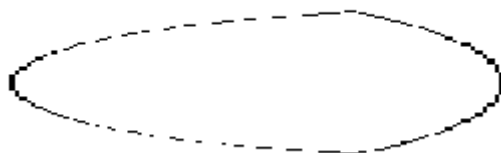


Рис. 4

К достоинствам рулей удобообтекаемой формы можно отнести: увеличение КПД гребных винтов; обеспечение наилучшей устойчивости судна на курсе и увеличение скорости движения судна; экономия мощности главных машин (6-8% по сравнению с обыкновенными рулями).

Рули-насадки. В настоящее время на судах речного плавания широкое применение нашел управляющий комплекс «винт поворотная насадка». Это устройство состоит из полый цилиндрической насадки, расположенной вокруг винта. Насадка может поворачиваться на вертикальной оси. При повороте насадки и при работе гребного винта отброс струи воды происходит под некоторым углом к диаметральной плоскости судна, равным углу поворота насадки. Это обеспечивает хорошую управляемость судна даже при малых скоростях хода.

Активные рули. Это комбинация обычного руля удобообтекаемой формы со встроенным в него гребным электродвигателем водо-погружного типа. Работающий гребной электродвигатель (при повернутом относительно диаметральной плоскости судна пером руля) создает активный вращающий момент даже при отсутствии скорости судна. Такого типа рули нашли широкое распространение на крупных одновинтовых судах морского исполнения.

Подруливающие устройства применяются с целью улучшения маневренных качеств судов, имеющих значительную длину.

В носовой части судна ниже ватерлинии имеется поперечный по отношению к диаметральной плоскости судна канал, через который винтовым или крыльчатый движителем может прогоняться поток воды с одного борта судна на другой. Поток воды на выходной стороне канала создает гидравлический упор, под действием которого носовая часть судна при стоянке отводится в нужном направлении и затем главным движителем судна дается ход вперед. На ходу судна подруливающее устройство не эффективно.

II По типу передачи движения от двигателя к баллеру.

1. С жесткой связью:

1.1. Секторная передача;

1.2. Винтовая передача;

1.3. Валиковая проводка;

1.4. Штуртросовая передача.

Передачи, перечисленные в 1.3 и 1.4, используются редко, в основном на малых судах.

2. С эластичной передачей. К приводам такого типа относятся электрогидравлические системы. В таких системах двигатель работает непрерывно, а регулирование направлением движения пера руля и его скоростью производится изменением производительности насосов с помощью системы клапанов или золотников.

III По характеру действия системы управления (степень автоматизации привода).

1. Системы простого действия. В таких системах при отклонении рукоятки поста управления с нулевого положения электродвигатель включается, а при постановки рукоятки в нулевое положение – останавливается.

2. Системы следящего действия. В них электродвигатель находится во включенном состоянии, пока угол поворота пера руля не будет соответствовать углу отклонения рукоятки поста управления.

3. Системы автоматического действия. К таким системам относятся авторулевые устройства.

IV По роду тока и способу питания исполнительного электродвигателя.

Рулевые электроприводы можно разделить:

1. Электроприводы, работающие на постоянном токе.
2. Электроприводы, работающие на переменном токе.
3. Электроприводы с непосредственным питанием от бортовой сети судна.
4. Электроприводы с питанием от отдельного генератора (системы «генератор-двигатель»).
5. Электроприводы с питанием от статического преобразователя электроэнергии.

V По характеру работы исполнительного электродвигателя

1. Электропривод с прерывистой работой электродвигателя (к ним относятся все рулевые электроприводы с жесткой передачей).
2. Электропривод с непрерывной работой (электрогидравлические системы).

VI По типу управления исполнительным электродвигателем

1. Электроприводы с контакторной системой управления.
2. Электроприводы с контроллерной системой управления.
3. Электроприводы с управлением по системе «генератор-двигатель».
4. Электроприводы с системой управления на статических преобразователях электроэнергии.
5. Электроприводы со специальными системами управления – авторулевые.

Контроллерная система управления рулевым электроприводом, как правило, не применяется вследствие присущих таким системам недостатков. Так же редко применяются контакторные системы управления рулевыми электроприводами.

Наибольшее распространение среди рулевых электромеханических электроприводов нашли системы «генератор-двигатель» и «тиристорный преобразователь-двигатель».

Специальные системы управления нашли применение для управления крупными морскими судами.

Силы и моменты, действующие на рулевое устройство.

При проектировании рулевого электропривода рассматривается маневренный период циркуляции судна (период перекладки пера руля) при допущении прямолинейного движения судна с постоянной скоростью.

Основными параметрами, определяющими нагрузку рулевого электропривода, являются моменты на баллере руля.

Максимальный момент на баллере руля может возникнуть в следующие периоды движения судна:

1. Вход судна в циркуляцию с прямого курса переднего или заднего хода (перекладка пера руля при прямолинейном движении судна).
2. Маневр «восьмерка» – S образная эволюция корпуса судна (перекладка пера руля с борта на борт на установившейся циркуляции судна).
3. Маневр «зигзаг» (перекладка пера руля с борта на борт без ввода корпуса судна в установившуюся циркуляцию; каждая последующая перекладка пера руля начинается непосредственно по окончании предыдущей).

При отклонении пера руля от диаметральной плоскости судна возникают силы, создающие активный поворотный момент и отклоняющие корпус судна от курса вокруг своей оси, проходящей через центр тяжести судна.

Скорость набегающей на плоскость пера руля воды V можно разложить на две составляющие скорости. Количество движения, обусловленное нормальной к плоскости руля составляющей скорости, создает импульс силы P (см. рис.1). Сила P является основной действующей силой.

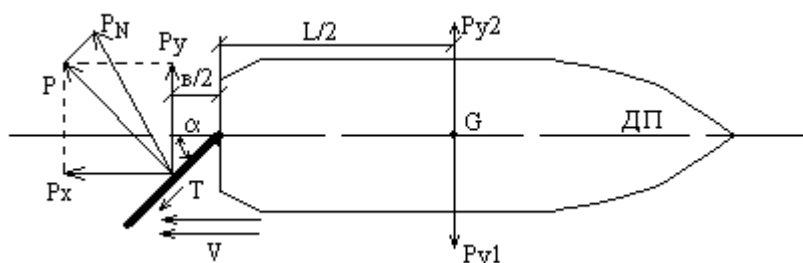


Рис. 2.

Тангенсальная составляющая скорости потока воды связана со скользящим по поверхности пера руля отклоненным потоком воды и создает, из-за наличия вязкости воды, силу трения T . Этой силой вследствие ее сравнительной малости можно пренебречь.

Если разложить на составляющие силу P по отношению к направлению хода судна (мы рассматриваем движение судна вперед) и приложить в центре тяжести судна G две взаимоуравновешивающие силы (см. рис. 2) P_{y1} и P_{y2} , равные по величине P_y , то силы, действующие на руль и корпус судна будут следующими:

- P_y – сила, поворачивающая корпус судна вокруг вертикальной оси, проходящей через G ,
- P_x – сила, направленная против движения судна;
- P_{y1} – сила, создающая момент поворота корпуса судна;
- P_{y2} – сила дрейфа, вызывающая небольшое боковое смещение корпуса судна на циркуляции; создает угол дрейфа и производит крен корпуса судна.

Активный момент поворота корпуса судна можно определить:

$$M_y = P_y \left(\frac{L}{2} + \frac{b}{2} \right) \approx P_y \frac{L}{2}, \quad (1)$$

где L – длина корпуса судна, м;

b – ширина пера руля (можно пренебречь, т.к. $b=(0,01-0,02)L$).

По мере увеличения угла перекладки пера руля, сила нормального давления воды на перо руля возрастает, но ее активная составляющая P_y , которая зависит от косинуса угла поворота пера руля α , увеличивается до определенного предела, а затем убывает до нуля при угле $\alpha=90^\circ$. Можно найти экстремум функции, точка которого соответствует углу $\alpha=36^\circ$.

Если считать $P \approx P_N$, то

$$M_y \approx P_N \frac{L}{2} \cos \alpha, \quad (2)$$

т.к. $P_y = P_N \cos \alpha$ (см. рис. 2).

Момент нагрузки на баллере руля определяется, как

$$M_b = P_N \frac{b}{2}. \quad (3)$$

При расчетах максимальный угол перекладки пера руля α_{max} для морских судов принимается равным 35° .

Для речных судов с повышенной маневренностью – $45 - 50^\circ$.

Следует иметь в виду, что угол отклонения пера руля может быть не равен углу атаки вследствие наличия угла дрейфа:

$$\alpha_1 = \alpha_a - \beta. \quad (4)$$

В формуле принято α_1 – угол атаки; α_a – угол отклонения пера руля; β – угол дрейфа.

Наличие угла дрейфа приводит к перегрузке двигателя рулевого электропривода и к увеличению момента на баллере руля. Это явление называется опорным моментом, который может превышать максимальный момент на 40%.

В общем случае (по второму закону Ньютона), при набегании потока воды на пластину под некоторым углом α возникает приложенная нормально к плоскости пластины сила, которую можно определить

$$P_N = F \cdot \rho \cdot V^2 \sin \alpha, \quad (5)$$

где F – площадь пластины, м²;

ρ – плотность воды, кг/м³;

V – скорость набегающего на пластину потока воды, м/с.

Зависимость (5) не нашла практического применения для расчетов моментов, возникающих на баллере руля при его отклонении от диаметральной плоскости судна, т.к. в ней не учтены явления обтекания потоком воды поверхности пера руля и возникающие при этом завихрения и срывы потоков, а также разделения потока воды на несколько струй.

Для практических расчетов применяется формула с использованием различных коэффициентов (гидродинамических), учитывающих приведенные выше факторы. Значения гидродинамических коэффициентов определяются при обдуве пера руля в аэродинамической трубе. С учетом гидродинамических коэффициентов (5) можно записать

$$P_N = C_N F \rho \frac{V^2}{2}, \quad (6)$$

где $C_N=f(\alpha)$ – гидродинамический коэффициент нормальной силы.

Рассмотрим силы, действующие непосредственно на перо руля.

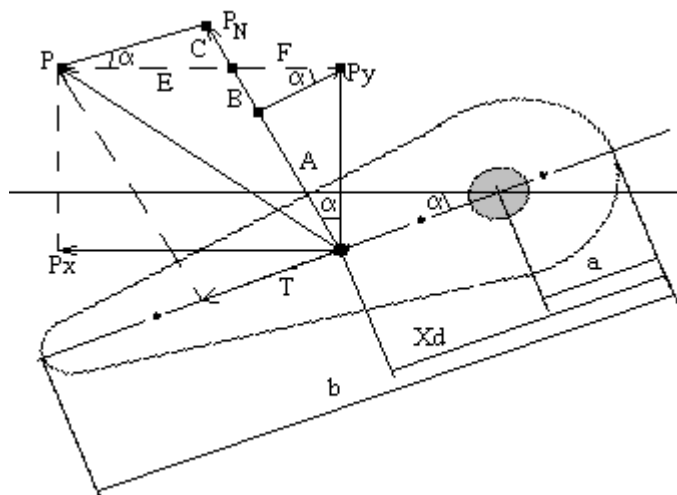


Рис.3.

Из рис. 3 видно, что вектор силы P_N состоит из суммы трех отрезков: А, В и С. Сила P_N создает момент сопротивления на баллере руля.

Уравнение для подъемной силы можно записать

$$P_y = C_y F \rho \frac{V^2}{2}, \quad (7)$$

для тормозной силы:

$$P_x = C_x F \rho \frac{V^2}{2}. \quad (8)$$

Составляющую $\rho \frac{V^2}{2}$ называют скоростным (или динамическим) напором.

Момент на баллере руля определяется

$$M_6 = P_N X_d = P_N C_D b = C_N F \rho \frac{V^2}{2} C_D b = C_M F b \rho \frac{V^2}{2}, \quad (9)$$

где C_M – безразмерный коэффициент момента; $C_M = C_D C_N$;

C_D – гидродинамический коэффициент центра давления воды;

X_d – отстояние центра давления пера руля от передней кромки пера руля.

По (9) определим момент относительно передней кромки пера руля. Из рис.3 видно:

$$P_N = A + B + C,$$

или можно записать (из треугольников)

$$P_N = P_y \cos \alpha + F \sin \alpha + E \sin \alpha = P_y \cos \alpha + (F + E) \sin \alpha = P_y \cos \alpha + P_x \sin \alpha. \quad (10)$$

Отсюда

$$C_N = C_y \cos \alpha + C_x \sin \alpha. \quad (11)$$

В справочниках приводятся семейства кривых C_y , C_x , C_M для различных профилей и удлинений пера руля при различных углах перекадки пера руля относительно диаметральной плоскости судна.

Относительное удлинение пера руля определяется

$$\lambda = \frac{l}{b}, \quad (12)$$

где l – высота пера руля, м;

b – длина пера руля, м.

Обычно $\lambda = 0,2 - 0,25$.

При применении балансирных рулей момент на баллере при переднем ходе судна определяется

$$M_6^{п.х.} = C_N F \rho \frac{V^2}{2} (C_D b - a), \quad (13) \text{ где } F \text{ – площадь пера руля,}$$

м²;

ρ – плотность воды;

V – скорость потока воды, набегающего на перо руля, м/с;

a – расстояние от оси баллера до передней кромки балансирных рулей, м.

При заднем ходе судна руль попадает в не завихренную воду, т.к. на него не действует поток воды, отбрасываемый гребным винтом. Поэтому, для заднего хода судна можно записать

$$M_6^{з.х.} = C'_N F \rho \frac{V_{з.х.}^2}{2} (b - a - C'_D b) \quad (14)$$

Для простых рулей $a=0$ и $C_D=0$.

Площадь пера руля можно определить

$$F = \frac{1}{n} \mu_0 L T, \text{ м}^2, \quad (15)$$

где n – количество рулей;

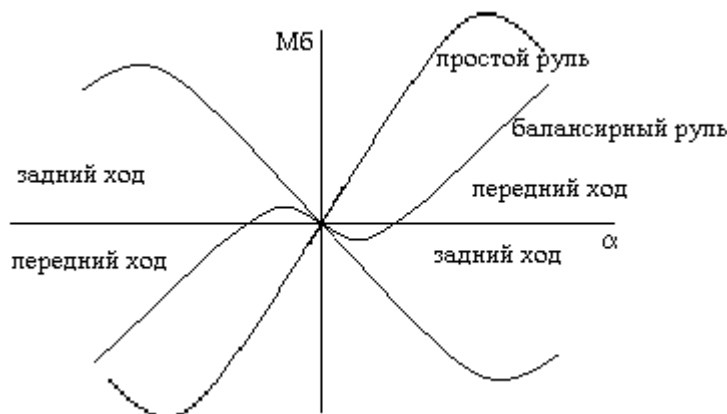
L и T – соответственно длина и осадка судна, м;

μ_0 – коэффициент, определенный по данным однотипных судов, управляемость которых признана хорошей.

Высота пера руля не должна превышать величину осадки судна

$$l = T - 0,1.$$

Рассмотрим графики зависимостей момента на баллере руля при переднем и заднем ходе судна для простого



и балансирного руля.

Рис. 4.

Как видно из рис.4, применение балансирных рулей существенно снижает величину максимального момента на баллере руля.

Системы передач движения от двигателя к баллеру

Винтовые передачи (или передачи Дэвиса) были распространены на военных кораблях, имеющих узкие кормовые отсеки. Этим передачам свойственны большие передаточные числа и высокая степень самоторможения.

Секторные передачи являются основными среди рулевых электромеханических приводов. Значительные габариты сектора требуют достаточной ширины румпельного отделения. Область применения секторных передач ограничивается нагрузками (0,63-16 тс м).

На судах, где по каким-либо причинам невозможно использовать рулевую машину, действующую непосредственно на сектор, используют штуртросную проводку. Штуртросная проводка состоит из стальных оцинкованных канатов и короткозвенных цепей, блоков, буферных пружин, направляющих лотков и т.д.

Секторный привод с валиковой проводкой комплектуют из штурвальной колонки, червячного редуктора, секторной передачи, зубчатого сектора, валиковой проводки.

Электрогидравлическая передача находит все большее применение, т.к. с ее помощью можно получить большие усилия и вращающие моменты, они обладают меньшей массой и габаритами, получают плавное и бесшумное изменение скорости в широких пределах, обладают высоким КПД.

1.4. Системы управления рулевыми электроприводами и требования, предъявляемые к ним.

На судах используются системы управления электроприводами:

1. Контроллерная система. Очень проста и надежна, имеет небольшие габариты. Такие системы практически не применяются в настоящее время, т.к. трудно поддается автоматизации и имеет большую длину силовых кабелей.

2. Контактная система. Громоздка и менее надежна. Однако на суда старой постройки нашла более широкое применение, чем контроллерная, т.к. не обладает ее недостатками.

3. Система «генератор – двигатель». Нашла широкое применение. Очень надежна, можно формировать любые статические характеристики системы, легко управляема. Самым большим недостатком является многоаппаратность, большие габариты и стоимость.

4. Система «тиристорный преобразователь – двигатель». Обладает всеми достоинствами, присущими системе Г-Д, плюс к ним – высокий КПД, малые габариты, возможность формирования не только статических, но и динамических характеристик в широком диапазоне. Не нашла на судах широкого распространения, т.к. была вытеснена электрогидравлическими приводами.

Требования к системам управления рулевыми электромеханическими приводами.

1. Рулевой привод и система управления должны получать питание непосредственно от ГРЩ или через автотрансформаторный распределительный щит.

2. Если в системе управления не предусмотрен аварийный ручной привод, должно быть предусмотрено питание рулевого электропривода от автономного источника электроэнергии (аварийного дизель генератора; аварийной аккумуляторной батареи, емкость которой должна быть рассчитана на 15 минут непрерывной работы электропривода). В аварийных режимах допускается время работы до 120 секунд.
3. Если управление осуществляется с помощью контакторной системы, то должны быть предусмотрены 2 магнитные станции с переключением их из рулевой рубки.
4. Электродвигатель и система управления защищаются только от токов короткого замыкания. Защита от перегрузок должна действовать не на отключение электропривода, а на световую и звуковую сигнализацию.
5. При использовании системы «генератор-двигатель» или электрогидравлической системы необходимо предусматривать два поста управления приводным (асинхронным) двигателем – местный и дистанционный, находящийся в рулевой рубке.
6. Должны быть предусмотрены конечные выключатели, отключающие привод в крайних положениях пера руля.
7. Для контроля за отклонением пера руля должен быть предусмотрен специальный прибор, устанавливаемый на посту управления или вблизи него (аксиометр). Предусматривается так же установка сигнальных ламп, указывающих направление отклонения пера руля.
8. При отключении электродвигателя он должен быстро останавливаться, для чего предусматривается электрическое торможение, чаще всего динамическое. Механические тормоза не предусматриваются ввиду большого числа включений в час.

1.5. Нагрузочная диаграмма рулевого электромеханического привода.

Исходными данными для построения нагрузочной диаграммы рулевого электромеханического привода являются:

- кривые изменения момента на баллере руля при переднем и заднем ходе судна в зависимости от угла перекладки пера руля;
- полное передаточное число привода;
- КПД механических передач.

В электромеханических рулевых электроприводах предусматривается элемент самоторможения, необходимый для удержания пера руля в заданном положении при действии на него потока воды, предохранения механизма от поломок при ударе о перо руля волн, обеспечения покоя неработающего двигателя в приводах с двумя двигателями.

При наличии элемента самоторможения отрицательные генерирующие моменты передаваться на вал двигателя не будут. Чтобы обеспечить возможность перекладки пера руля под давлением воды, электродвигатель должен развивать положительный момент. Учитывая это, кривые моментов на баллере руля в функции угла поворота пера руля упрощаются следующим образом:

- при отрицательных нагрузках момент на баллере принимается равным нулю;
- отдельные участки кривых заменяются прямыми с сохранением максимальных значений моментов и граничных углов перекладки.

Рассмотрим полученные характеристики.

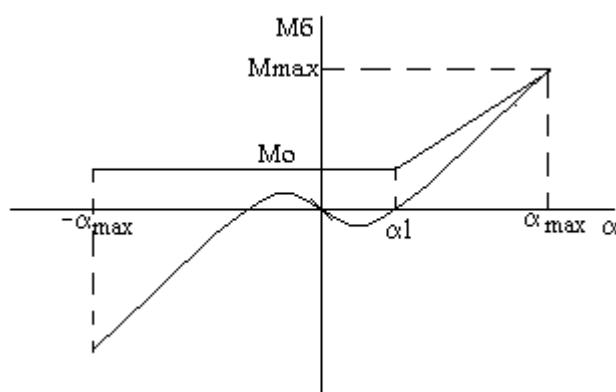


Рис. 1.

M_0 – момент, предназначенный для покрытия потерь в механических самотормозящих передачах в области отрицательных моментов сопротивления.

Момент на валу электродвигателя при движении пера руля от диаметральной плоскости судна к борту (такое направление принято за положительное, а движение от борта к диаметральной плоскости судна принято считать отрицательным) определим:

$$M = \frac{M_b}{i_{\text{бощ}} \cdot \eta_{\text{п}}} \quad (1)$$

и от борта к диаметральной плоскости

$$M = -\frac{M_6}{i_{\text{общ}}} \eta', \quad (2)$$

где $\eta' = 2 - \frac{1}{\eta_{\text{п}}}$.

Максимальный момент на валу электродвигателя получим, подставив в (1) и (2) вместо M_6 максимальное значение момента на баллере.

Величина момента M_0 определяется, как $M_0 = (0,1 \div 0,2)M_{\text{max}}$ - для простых рулей и $M_0 = (0,2 \div 0,3)M_{\text{max}}$ - для балансирных рулей.

Упрощенный метод расчета рулевых электродвигателей для электромеханических рулевых устройств

Для рулевых электроприводов с механической самотормозящей передачей считают, что при отрицательных значениях момента на баллере момент на валу электродвигателя равен M_0 и постоянен по величине. При положительных значениях момента на баллере момент на валу электродвигателя, выраженный в функции угла поворота пера руля, возрастает прямолинейно до своего максимального значения.

Простой руль.

Исходные данные для расчета:

1. Время перекладки руля с борта на борт $T \leq 30$ с. В расчетах принимают 28-28,5 с.
2. Максимальный угол перекладки пера руля. Принимается 35° для морских судов, $45-50^\circ$ для речных судов.
3. График зависимости момента на валу электродвигателя в функции угла поворота пера руля, из которого определяется максимальный момент на валу и M_0 .
4. Общий КПД системы и общее передаточное число системы.

Целью расчета является определение параметров механической характеристики привода и выражение этих параметров через известные величины для выбора исполнительного электродвигателя.

Для решения этой задачи необходимо определить две неизвестные: скорость холостого хода и момент короткого замыкания двигателя.

Одним из этих параметров задаются. Считают

$$M_{\text{к}} = (1,3 \div 2)M_{\text{max}}, \quad (1)$$

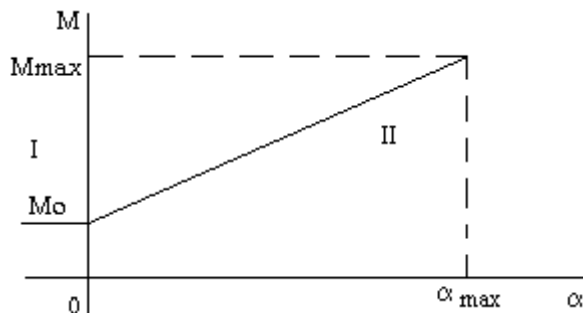
где 1,3 – коэффициент для тихоходных электродвигателей;

2 – для быстроходных двигателе;

M_{max} – максимальный момент на валу электродвигателя, определенный из графика нагрузки.

Определим время работы электродвигателя на I и II участках, полученное время сравним с заданным.

Рис. 1.



1. Определим время работы электродвигателя на I участке ($-\alpha \div 0$).

$$M_{\text{д}} = M_0 = \text{const.}$$

$$n = n_0 = \text{const.}$$

Уравнение механической характеристики двигателя представляет собой уравнение прямой линии:

$$n = a - bM,$$

где $a = n_0$ – скорость холостого хода;

$$b = \frac{n_0}{M_{\text{к}}}.$$

Отсюда

$$n = n_x - \frac{n_x}{M_{\text{к}}} M = n_x \left(1 - \frac{M}{M_{\text{к}}} \right).$$

Так как на первом участке момент на валу двигателя равен M_0 , то

$$n_0 = n_x \left(1 - \frac{M_0}{M_{\text{к}}} \right).$$

Угловая скорость баллера определится

$$\omega_6 = \frac{2\pi n_0}{60i}.$$

В то же время

$$\omega_{\sigma} = \frac{\alpha_{\max}}{t1}.$$

Решим совместно эти два уравнения, получим:

$$\frac{2\pi n_o}{60i} = \frac{\alpha_{\max}}{t1}.$$

Выразим t1:

$$t1 = \frac{\alpha_{\max} \cdot 30 \cdot i}{\pi \cdot n_o}.$$

Подставив выражение для n_o , получим

$$t1 = \frac{30i\alpha_{\max} M_k}{\pi n_x (M_k - M_o)},$$

или

$$t1 = a \frac{i\alpha_{\max} M_k}{n_x (M_k - M_o)},$$

где $a=9,55$ – коэффициент, если угол выражен в радианах, и $1/6$ – если угол выражен в градусах.

2. Определим время работы электродвигателя на II участке ($0 \div \alpha_{\max}$)

$$M = M_o + \frac{M_{\max} - M_o}{\alpha_{\max}} \alpha.$$

$$n = n_x \left(1 - \frac{M}{M_k} \right) = n_x \left(1 - \frac{M_o + \frac{M_{\max} - M_o}{\alpha_{\max}} \alpha}{M_k} \right) = n_x \left(1 - \frac{M_o}{M_k} \right) - \frac{n_x \left(\frac{M_{\max} - M_o}{\alpha_{\max}} \right)}{M_k} \alpha.$$

Или

$$n = n_o - B\alpha.$$

Угловая скорость баллера определяется

$$\omega_{\sigma} = \frac{\pi n}{30i}, \text{ но угловая скорость на II участке является переменной величиной, т.е.}$$

$$\omega_{\sigma} = \frac{d\alpha}{dt}.$$

Приравняв правые части уравнений, получим

$$\frac{\pi n}{30i} = \frac{d\alpha}{dt}.$$

Выразив dt, получим

$$dt = \frac{30i d\alpha}{\pi n} = \frac{30i}{\pi n_o - B\alpha} d\alpha.$$

Проинтегрируем это выражение:

$$t1 = \int_0^{\alpha_{\max}} \frac{30i}{\pi n_o - B\alpha} d\alpha = \frac{30i}{\pi} \int_0^{\alpha_{\max}} \frac{d\alpha}{n_o - B\alpha} = -\frac{30i}{\pi B} \ln(n_o - B\alpha) \Big|_0^{\alpha_{\max}}.$$

Подставив пределы интегрирования, получим:

$$t1 = -\frac{30i}{\pi B} \ln \frac{n_o - B\alpha_{\max}}{n_o} = -\frac{30i M_k \alpha_{\max}}{\pi n_x (M_{\max} - M_o)} \ln \frac{M_k - M_{\max}}{M_k - M_o}.$$

Общее время перекладки пера руля является суммой t1 и t2. Отсюда

$$T = \frac{30i M_k \alpha_{\max}}{\pi n_x} \left[\frac{1}{M_k - M_o} - \frac{1}{M_{\max} - M_o} \ln \frac{M_k - M_{\max}}{M_k - M_o} \right].$$

Так как значение T задано, то можно найти скорость холостого хода

$$n_x = \frac{30i M_k \alpha_{\max}}{\pi T} \left[\frac{1}{M_k - M_o} - \frac{1}{M_{\max} - M_o} \ln \frac{M_k - M_{\max}}{M_k - M_o} \right].$$

Для балансирных рулей справедливо равенство:

$$n_x = \frac{30i}{\pi} \frac{M_k}{T} \left[\frac{\alpha_{\max} + \alpha_1}{M_k - M_o} - \frac{\alpha_{\max} - \alpha_1}{M_{\max} - M_o} \ln \frac{M_k - M_{\max}}{M_k - M_o} \right].$$

Эта формула получена аналогичным образом, как и для простых рулей. В ней I участок $-\alpha_{\max} \div \alpha_1$, II участок $\alpha_1 \div \alpha_{\max}$.

Полезная мощность определяется моментом и частотой вращения вала электродвигателя. Поэтому каждой точке механической характеристики соответствует вполне определенная мощность на валу электродвигателя (см. рис.2).

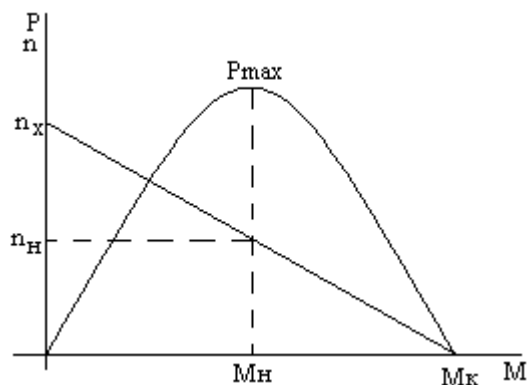


Рис.2.

За номинальную мощность принимается та наибольшая, которую двигатель способен развить при его падающей механической характеристике, т.е. $P_n = P_{max}$. Однако эту мощность необходимо отнести к кратковременному режиму, обычно получасовому.

Номинальной мощности по механической характеристике соответствует номинальный момент и номинальная скорость вала двигателя.

Для строгого определения номинального момента, отвечающего максимуму функции $P=f(M)$, следует найти ее первую производную и приравнять ее к нулю:

$$\frac{dP}{dM} = 0.$$

Учитывая, что $P = M\omega = \frac{M2\pi n}{60} = \frac{Mn}{9,55}$, получим:

$$P = \frac{Mn}{9,55} = \frac{M}{9,55} n_x \left(1 - \frac{M}{M_k}\right) = \frac{n_x}{9,55} \left(M - \frac{M^2}{M_k}\right).$$

Имеем

$$\frac{dP}{dM} = \frac{n_x}{9,55} - \frac{2Mn_x}{9,55M_k} = 0,$$

или

$$1 - \frac{2M}{M_k} = 0 \Rightarrow 2M = M_k \Rightarrow M_n = \frac{M_k}{2}.$$

Для скорости вращения вала двигателя

$$n_n = n_x \left(1 - \frac{M_n}{M_k}\right) = n_x \left(1 - \frac{M_k}{2M_k}\right) = \frac{n_x}{2}.$$

Значит, на основании вышеприведенных уравнений, можно записать:

$$P_n = \frac{M_n n_n}{9,55} = \frac{M_k n_x}{4 \cdot 9,55}.$$

Выбор типа электродвигателя

Работа рулевого электромеханического привода характеризуется следующими особенностями:

1. Режим работы – повторно-кратковременный с большим включением в час.
2. Значительные изменения нагрузки на валу исполнительного электродвигателя при работе (нагрузочный момент изменяется в пределах от 0,1 до 2 моментов номинальных электродвигателя). При работе рулевого электропривода можно выделить два режима: а) работа рулевого электропривода при ходе судна по курсу (характеризуется большим включением в час с малыми отклонениями пера руля; момент не достигает своего номинального значения). По Регистру электродвигатель должен нормально работать с числом включений в час до 350; б) режим маневрирования (характеризуется большими углами отклонения пера руля, достигающие своих максимальных значений). Число включений в час небольшое и поэтому проверка на допустимое число включений не производится.

3. Необходимость регулирования скорости изменения угла пера руля и необходимость электрического торможения для точной его остановки.

4. Характеризуется возможностью стоянки двигателя под током. Двигатель в неподвижном состоянии не отключается (например, при заклинивании пера руля). Длительность этого режима в расчетах принимается в пределах 1 минуты. Двигатель должен иметь мягкую характеристику. Обеспечивается плавность включения, работа обеспечивается по закону постоянства мощности.

При непосредственном питании от бортовой сети наиболее целесообразны двигатели:

1. ДПТ с параллельным возбуждением. Их характеристики смягчаются постоянно включенными в якорную цепь резисторами. Применяются при небольших мощностях рулевого электропривода (3 – 5 кВт).
2. ДПТ со смешанным возбуждением. Можно включать в цепь якоря резисторы. При стоянке двигателя под током момент короткого замыкания должен обеспечиваться только реостатными характеристиками.
3. АД с короткозамкнутым ротором. Применяются в рулевых электроприводах небольших мощностей двигателя с повышенным скольжением (серии АС, АОС, МТК), или короткозамкнутые полюсопереключаемые двигатели.
4. Асинхронные двигатели с фазным ротором применяются с постоянно включенными резисторами в роторную цепь. Применяются при мощностях от 3 до 5 кВт.

При питании исполнительного двигателя от отдельного генератора (система Г-Д).

Система Г-Д применяется широко, т.к. удобна при бортовой сети переменного тока. Генераторы постоянного тока снабжаются противокомпаундной обмоткой для уменьшения токов короткого замыкания исполнительного двигателя.

Для электрогидравлического рулевого привода общепринятой является рекомендация обеспечения жестких механических характеристик электродвигателя, обеспечивающих незначительное изменение частоты вращения исполнительного двигателя и, следовательно, насоса при изменении нагрузки. Согласно этим требованиям рекомендуется применять электродвигателя постоянного тока с параллельным возбуждением типа ПМ, асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором типа АМ и АОМ.

Жесткая характеристика двигателя позволяет поддерживать производительность насоса и скорость перекладки пера руля на большие углы, когда происходит уменьшение объемного КПД насоса в связи с ростом нагрузки.

Нагрузки при заклинивании пера руля, его стопорении и ударные нагрузки от действия волн ограничиваются перепускными клапанами в гидравлической системе привода и их нужной настройкой.

Предельно допустимое давление в гидравлической системе не должно превышать 1,5 номинальных значений.

Система «генератор – двигатель»

Чаще всего система «Г-Д» применяется с дополнительной противокомпаундной обмоткой, размещаемой на дополнительных полюсах генератора. Регулирование частоты вращения исполнительного двигателя и его реверс осуществляется путем воздействия на независимую обмотку возбуждения генератора, последовательно которой устанавливают 3-5 регулировочных резисторов, управляемых командоконтроллером. При установке рукоятки управления командоконтроллера в нулевое положение двигатель входит в режим динамического торможения.

Защитой силовой цепи от перегрузок по току является противокомпаундная обмотка, цепи управления защищаются предохранителями.

Приводным двигателем для генератора в общем случае является асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором.

При небольших мощностях рулевого устройства система «Г-Д» выполняется с кнопочным постом управления, имеющим кроме кнопок «Вправо» и «Влево» дополнительную кнопку «Ускоренно», при нажатии которой шунтируется дополнительный резистор в цепи обмотки возбуждения генератора.

Для расчета системы «Г-Д» необходимо определить мощность генератора, мощность двигателя и параметры обмоток генератора для получения характеристик желаемой формы (чаще всего этими параметрами являются параметры ПКО).

Мощность генератора определяется необходимым напряжением и током силовой цепи. Напряжение генератора должно быть таким, чтобы в режиме холостого хода двигателя его скорость вращения составляла двойную номинальную скорость. Для этого генератор выбирают с вдвое большим напряжением, чем номинальное напряжение двигателя, но с учетом ограничений Регистра (максимальное напряжение генератора не должно превышать 230 В).

Тогда $U_{г.} = 230 \text{ В}$, $U_{дв.} = 110 \text{ В}$.

$$U_{г.н.} = (1,8 \div 2,0) U_{дв.} \quad (1)$$

Поскольку нормальная работа генератора происходит при пониженном токе возбуждения, то потери в такой системе будут также снижены. В связи с невозможностью изменять постоянные потери, переменные потери можно в таком случае увеличить для более полного использования генератора по нагреву. Поэтому ток якоря генератора может быть меньше тока электродвигателя:

$$I_{г.н.} = (0,8 \div 0,9) I_{н.дв.} \quad (2)$$

Тогда можно ввести понятие габаритной мощности генератора – это та мощность, при которой генератор наиболее полно используется по нагреву:

$$P_{г.г.} = (1,5 \div 2,0) U_{н.дв.} I_{н.дв.} \quad (3)$$

Мощность приводного двигателя генератора будет определяться

$$P_{н.д.} = \frac{P_{н.г.}}{\eta_{г.0,5}}, \quad (4)$$

где $P_{н.г.}$ – номинальная мощность генератора, Вт.

или

$$P_{н.д.} = \frac{P'_{н.дв.}}{\eta_{дв.} \eta_{г.0,5}}, \quad (5)$$

где $P'_{н.дв.}$ – расчетная номинальная мощность исполнительного электродвигателя;

$\eta_{дв.}$ – КПД исполнительного двигателя;

$\eta_{г.0,5}$ – КПД генератора при половинной его нагрузке.

$$\eta_{Г.0,5} = \frac{\eta_{Г.н.}}{2 - \eta_{Г.н.}}. \quad (6)$$

Это выражение может быть получено из условия, что генератор загружен на половину, а потери мощности сохранены неизменными:

$$\eta_{н.} = \frac{0,5P_{н.}}{0,5P_{н.} + P_{п.}},$$

с другой стороны величина КПД из каталога

$$\eta_{кат.} = \frac{P_{н.}}{P_{н.} + P_{п.}}. \quad (7)$$

Найдем отношение номинального КПД к каталожному

$$\frac{\eta_{н.}}{\eta_{кат.}} = \frac{0,5(P_{н.} + P_{п.})}{(0,5P_{н.} + P_{п.})P_{н.}} = \frac{0,5 \left(1 + \frac{1 - \eta_{кат.}}{\eta_{кат.}} \right)}{0,5 + \frac{1 - \eta_{кат.}}{\eta_{кат.}}} = \frac{1}{2 - \eta_{кат.}}, \quad (8)$$

т.к. из (7)

$$\frac{P_{п.}}{P_{н.}} = \frac{1 - \eta_{кат.}}{\eta_{кат.}}.$$

Частота вращения приводного электродвигателя выбирается по паспортным данным генератора, т.е. $\omega_{н.д.} = \omega_{н.г.}$.

Исполнительный двигатель в системе «Г-Д» обычно используется с жесткой механической характеристикой. В противном случае, в режимах короткого замыкания и холостого хода частота вращения генератора возростала, что нежелательно по условиям коммутации на коллекторе.

При определении параметров противокомпаундной обмотки исходим из наличия в генераторе, по крайней мере, двух обмоток – независимой и противокомпаундной.

Параметры независимой обмотки определяются для режима холостого хода генератора по кривой намагничивания.

Если установлен скоростной уровень механической характеристики двигателя и точка холостого хода фиксирована, то определяются намагничивающая сила независимой обмотки возбуждения генератора для обеспечения необходимого напряжения двигателя в режиме идеального холостого хода. В этом случае

$$\omega_{х.дв.} = \frac{U_{х.дв.}}{k_{дв.} \Phi_{дв.}},$$

отсюда

$$U_{х.дв.} = \omega_{х.дв.} k_{дв.} \Phi_{дв.}.$$

Так как $U_{дв.} = E_{г.}$, то

$$\Phi_{г.х.} = \frac{E_{г.х.}}{k_{г.} \omega_{г.х.}},$$

где $\omega_{г.х.} = 1,1 \omega_{г.н.}$

По величине $\Phi_{г.х.}$ из кривой намагничивания генератора определяется магнитодвижущая сила генератора.

При расчете числа витков противокомпаундной обмотки рекомендуется исходить из режима короткого замыкания двигателя. В этом режиме противо-ЭДС двигателя равна нулю и ЭДС генератора покрывает только падение напряжения в якорной цепи машин:

$$E_{г.к.} = 1,24 I_{к.дв.} (r_{я.г.} + r_{я.дв.}) + 2 \Delta U_{щ.},$$

где $r_{я.г.}$ и $r_{я.дв.}$ – суммарное сопротивление якорной цепи генератора и двигателя при средней технической температуре;

1,24 – коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления меди нагретых машин;

$\Delta U_{щ.} = 1,6$ В – падение напряжения в щеточном контакте.

Отсюда

$$\Phi_{г.к.} = \frac{E_{г.к.}}{k_{г.} \omega_{г.к.}},$$

где $\omega_{г.к.} = 1,05 \omega_{г.н.}$

Полная намагничивающая сила обмоток возбуждения генератора в режиме короткого замыкания определится по значению величины магнитного потока в режиме короткого замыкания из характеристики намагничивания генератора.

Баланс намагничивающих сил генератора в режиме короткого замыкания можно записать:

$$F_{г.к.} = F_{г.х.} - F_{пко} - F_{р.я.} = F_{г.х.} - I_{к.з.} (W_{пко} + W_{р.я.}),$$

где $W_{р.я.}$ – эквивалентное число витков продольной составляющей реакции якоря в режиме короткого замыкания;

$W_{пко}$ – число витков противокомпаундной обмотки.

Число витков противокомпаундной обмотки определим

$$W_{\text{пко}} = \frac{F_{\text{х.г.}} - F_{\text{к.г.}}}{I_{\text{к.з.}}} - W_{\text{р.я.}}$$

Величиной $I_{\text{к.з.}}$ задаемся в пределах $(2-2,5)I_{\text{н.дв.}}$

Учет реакции якоря с помощью эквивалентного числа витков выполним приближенным способом:

$$F_{\text{р.я.}} = b \frac{N}{2} \frac{1}{2p} \frac{I}{2a} = bI \frac{N}{8ap},$$

где N – число активных проводников обмотки якоря генератора;

$\frac{N}{2} \frac{1}{2p}$ – число витков обмотки якоря генератора, противостоящих одному полюсу;

$\frac{I}{2a}$ – ток в витках обмотки якоря;

$2a$ – число параллельных ветвей обмотки якоря;

$b=0,08-0,3$ – практический коэффициент, рекомендуемый электромашинными заводами и показывающий, какая часть от общей намагничивающей силы реакции якоря может быть принята за эквивалентную намагничивающую силу продольного размагничивания.

$$W_{\text{р.я.}} = \frac{F_{\text{р.я.}}}{I} = b \frac{N}{8ap}.$$

Для машин типа ПМ при номинальном токе реакция якоря составляет 8-15% от номинальной намагничивающей силы, а при токах $I=(2-2,5)I_{\text{н}}$ реакция якоря может достигать 16-30%.

Противокомпаундная обмотка размещается вместо последовательной обмотки генератора на тех же полюсах.

Если при расчетах получилось число витков противокомпаундной обмотки отрицательным, то это говорит о большой реакции якоря и в этом случае противокомпаундная обмотка не нужна.

Работа противокомпаундной обмотки заключается в следующем.

При работе двигателя с малыми нагрузками на валу (например, при отклонении пера руля на малые углы), ток якорной цепи незначителен. Поэтому размагничивающее действие противокомпаундной обмотки практически не сказывается на выходном напряжении генератора. При значительных нагрузках двигателя ток якорной цепи возрастает, следовательно, возрастет поток, создаваемый противокомпаундной обмоткой. Поток противокомпаундной обмотки направлен встречно потоку, создаваемому независимой обмоткой возбуждения. Следовательно, при больших нагрузках исполнительного двигателя ЭДС генератора будет уменьшаться, что приведет к уменьшению тока якоря. Таким образом, противокомпаундная обмотка работает отрицательной обратной связью по току якоря, ограничивая его значение в пределах допустимого уровня.

Рулевые электроприводы следящего действия

На практике применяются два типа следящих систем управления:

- 1) при работе системы выполняется условие непрерывного равенства угла поворота рукоятки управления пульты управления и пера руля в процессе их движения;
- 2) условие равенства угла поворота рукоятки поста управления и пера руля выполняется только после отработки рулем заданного углового перемещения.

В рулевых электромеханических приводах используются следящие системы второго типа.

В этом случае следящее устройство состоит из задающего и обрабатывающего элементов, которые могут быть контактными или бесконтактными.

Рассмотрим контактное следящее устройство.

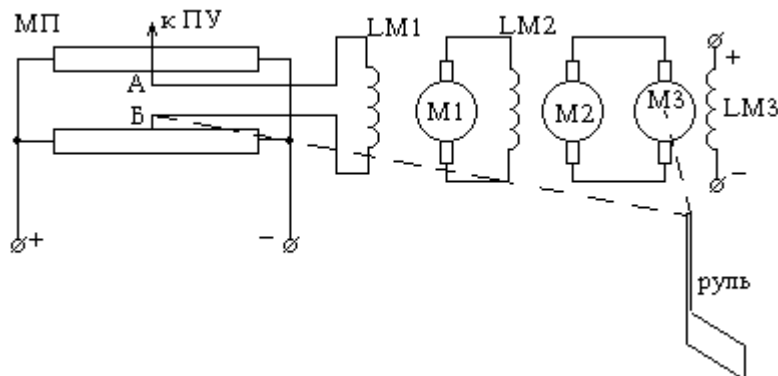


Рис.1.

При установке рукоятки поста управления в нулевое положение и пера руля в диаметрально плоскость судна, скользящие контакты А и Б располагаются так, что плечи потенциметрического моста МП равны, точки А и Б будут равно потенциальными, напряжение $U_{\text{АБ}}$ равно нулю и напряжение на обмотке возбуждения возбудителя LM1 равно нулю и привод будет неподвижен.

При повороте рукоятки поста управления смещается контакт А, равновесие плеч потенциметрического моста нарушается, возбудитель разовьет напряжение и привод начнет обрабатывать заданный угол.

Соединенный с баллером подвижный контакт Б при перекладке руля перемещается в направлении нового положения равновесия плеч моста и когда это положение будет достигнуто, перекладка пера руля закончится.

В таком виде схема может оказаться неустойчивой.

Кроме того, она не позволяет полностью использовать мощность машин привода.

Причиной неустойчивости является влияние инерционных масс привода и остаточного намагничивания возбuditеля и генератора. Под воздействием этих факторов привод не останавливается в момент совпадения контактов контакт Б перейдет положение равновесия плеч моста; на обмотке LM1 возникнет напряжение обратной полярности, и исполнительный двигатель МЗ начнет вращаться в обратном направлении. Поэтому могут возникать колебания привода.

Для устранения неустойчивости системы применяют следующие меры:

а) уменьшают время торможения исполнительного двигателя и, тем самым, сокращают его выбег в момент равновесия плеч моста;

б) так как выбег исполнительного двигателя все равно неизбежен, увеличивают ширину контактного промежутка потенциометра, в пределах которого сопротивление плеч моста не изменяется. При этом движение контакта Б обратного датчика по инерции не влияет на сопротивление плеч. Однако при этом понижается точность работы привода;

в) уменьшают остаточное намагничивание возбuditеля и генератора. С этой целью применяют двух обмоточные возбuditели с симметричными встречными обмотками, включают обмотку возбуждения генератора по специальной схеме, магнитную систему машин выполняют из специальной стали с малой коэрцитивной силой.

Причиной неполного использования машин по мощности является одновременное действие механизма задания и обратной связи. Как только исполнительный двигатель начинает вращаться, включается обратная связь (движение контакта Б), ток в LM1 уменьшается, что влечет за собой уменьшение напряжения генератора и частоты вращения двигателя МЗ.

$$\text{Средняя частота вращения } n_{\text{ср}} = \frac{n_{\text{нач.}}}{2} \quad (\text{кривая 1, рис.2}).$$

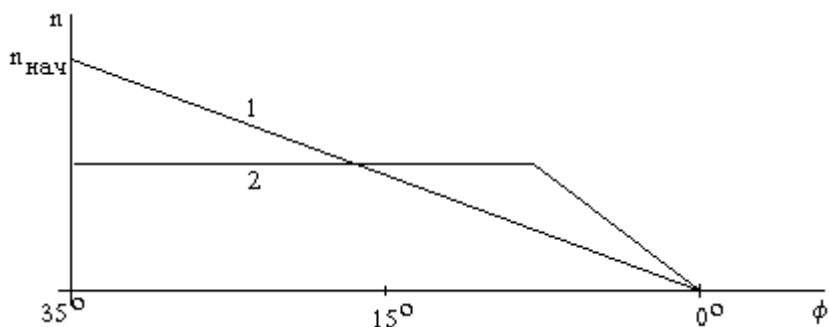


Рис.2.

Для обеспечения заданного времени приходится повышать начальную частоту вращения и, соответственно, увеличивать мощность исполнительного двигателя и генератора.

В целях лучшего использования машин необходимо обеспечить запаздывание действия обратной связи, чтобы сопротивление в плечах потенциометрического моста изменялось не сразу, а после определенного отклонения пера руля (кривая 2, см. рис.2).

Для этого в состав системы следящего управления должно быть включено устройство накопления угла расогласования.

Примером такого устройства бесконтактного типа является схема с использованием сельсинов и фазочувствительного выпрямителя (см. рис.3).

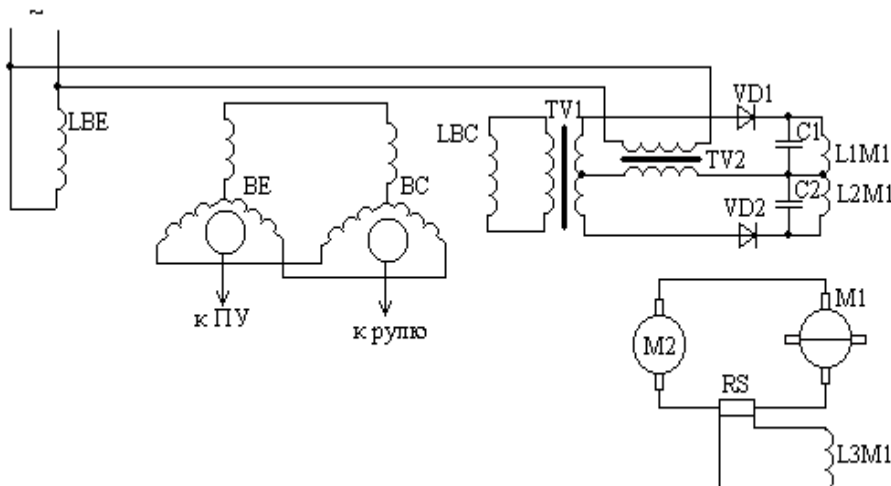


Рис.3.

Электромашинный усилитель М1 имеет дифференциальную обмотку возбуждения, состоящую из двух частей: L1M1 и L2M1, магнитные потоки которых действуют встречно. Электромашинный усилитель снабжен обмоткой обратной связи по току силовой цепи L3M1 для ограничения тока короткого замыкания исполнительного двигателя М2.

Задающим устройством является сельсин-датчик ВЕ, а обрабатывающим устройством – сельсин-приемник ВС, работающий в трансформаторном режиме.

Напряжение на статоре сельсин-приемника равно $U = U_{\max} \cos \varphi$, где φ - угол рассогласования между ротором сельсин-датчика и сельсин-приемника.

Очевидно, что при $\varphi=0$ напряжение на выходе сельсин-приемника равно максимальному значению. Но в схемах управления удобно, чтобы при угле рассогласования, равным нулю напряжение на выходе было также равно нулю. Это достигается затормаживанием ротора сельсин-приемника при угле рассогласования, равным 90^0 и такое положение роторов принимают за начальное. Тогда $U = U_{\max} \sin \varphi$.

Таким образом, напряжение выхода сельсин-приемника зависит от угла рассогласования, а фаза – от направления поворота ротора сельсин-датчика.

Для преобразования определенной фазы переменного тока в постоянный ток заданной полярности в схеме применяется фазочувствительный выпрямитель, состоящий из вентилях VD1 и VD2, трансформаторов TV1 и TV2, а также конденсаторов C1 и C2, предназначенных для уменьшения пульсаций выпрямленного тока.

При $\text{угле}\varphi=0$ напряжение от сельсин-приемника на трансформатор TV1 не поступает. На оба вентиля подается напряжение от трансформатора TV2 через каждый полупериод противоположной фазы. В течение одного полупериода ток на обмотках управления L1M1 и L2M1 поступать не будет, а в течение второго полупериода эти обмотки будут обтекаться одинаковым по величине током. Следовательно, суммарный магнитный поток от этих обмоток будет равен нулю.

При угле φ не равным нулю на первичной обмотке трансформатора TV1 появляется напряжение определенной фазы. Поэтому в обеих половинах его вторичных обмоток возникает равное напряжение, но противоположно по фазе относительно диодов VD1 и VD2. На вентили начинают действовать напряжения от обоих трансформаторов, совпадающие между собой по фазе на одном вентиле и не совпадающие на другом. Через одну обмотку управления ЭМУ будет протекать больший ток, чем через вторую. Следовательно, магнитный поток одной обмотки будет больше по величине, чем другой. Значит, на выходе ЭМУ будет напряжение определенной полярности, и исполнительный двигатель начнет вращаться в необходимом направлении.

Конденсаторы за одну полуволну напряжения заряжаются, за другую – разряжаются, тем самым, происходит фильтрация выпрямленного напряжения.

Электрогидравлические рулевые приводы

Электрогидравлические рулевые приводы по сравнению с электромеханическими приводами имеют ряд преимуществ. Основными из них являются:

- более высокий КПД гидроредукторов (секторный – 0,4; электрогидравлический – 0,5 – 0,75);
- меньшая установленная мощность электрических машин т.к. в механических приводах для питания рулевых электродвигателей необходимы специальные преобразователи, а в гидравлических приводах ограничиваются одним электродвигателем в системе;
- меньшая масса и объем электрооборудования;
- возможность плавного изменения передаточного отношения, а также возможность реверса рулевого привода при постоянной частоте и направлении вращения исполнительного двигателя;
- большее быстродействие;
- уменьшение сопротивления трению в подвижных частях привода;
- компоновка и монтаж не требует строго взаимного расположения узлов привода;
- бесшумность и плавность при работе без вибраций.

К недостаткам электрогидравлического рулевого привода можно отнести: сложность механизма, необходимость в рабочей жидкости и ее горючесть, расход энергии между переключками пера руля, трудность быстрого ремонта поврежденного трубопровода.

В настоящее время выпускаются рулевые электрогидравлические приводы на моменты баллера от 2,5 до 1259 кНм (0,25 – 125 тсм) и выше.

Основными узлами электрогидравлического рулевого привода являются:

- собственно гидравлический привод (гидропресс);
- насос постоянной или переменной подачи;
- органы распределения рабочей жидкости насосов постоянной подачи;
- системы управления насосами переменной подачи;
- системы трубопроводов питания;
- предохранительные клапаны, компенсаторы динамических нагрузок, ограничители мощности;
- система дистанционного управления, связывающая систему управления органами распределения рабочей жидкости (для насосов постоянной подачи) или система управления насосами переменной подачи со штурвалом в рулевой рубке.

Гидравлические рулевые машины подразделяются:

1. По типу насоса – с насосами с постоянной и насосами переменной подачи.
2. По конструкции рулевого привода – с нормальным плунжерным двух или четырехцилиндровым приводом, с балансирно-шатунным приводом, с качающимися цилиндрами, с секторно-кольцевыми плунжерами, с лопастными и винтовыми приводами.

3. По способу управления – с простой и следящей системой.

2.1. Рулевые электронасосы

Наибольшее распространение в рулевых электрогидравлических приводах нашли поршневые ротационные насосы, т.к. они в наибольшей степени подходят для создания высоких давлений жидкости при ее небольших расходах.

Они делятся на два вида:

а) поршневые радиальные насосы – у которых поршни располагаются в направлении, перпендикулярном оси вращения вала;

б) поршневые аксиальные насосы – у которых поршни располагаются в направлении вала.

Рассмотрим поршневой ротационный насос радиального типа.

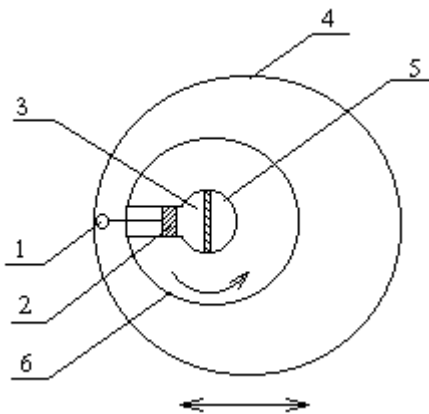


Рис.1.

В теле ротора 6 имеется несколько радиально расположенных отверстий – цилиндров 3, в которых перемещаются плунжеры (поршни) 2. Плунжеры шарнирно соединяются с ползунами 1, скользящими по внутренней поверхности направляющего барабана 4. Направляющий барабан может двигаться вправо или влево, что вызывает перемещение плунжеров относительно оси ротора. Ротор насажен на неподвижную цапфу 5, в которой горизонтальной перегородкой образованы две плоскости – всасывающая и нагнетающая, соединенные с цилиндрами рулевой машины.

Неподвижная цапфа выполняет функцию распределительного устройства.

Подача насоса определяется созданным смещением, направление потока рабочей жидкости и, следовательно, направление перекадки пера руля зависят от смещения направляющего барабана вправо или влево.

При необходимости увеличения подачи применяют параллельное соединение нескольких роторов, т.е. на один вал насаживают два или три ротора.

Параметрами насоса являются:

d – диаметр плунжера;

z – число плунжеров в секции, $z=5-9$ (при большем числе плунжеров достигается более равномерная подача насоса);

e – эксцентриситет;

$h=2e$ – полный ход плунжера за один оборот;

k – число секций насоса;

n – частота вращения исполнительного электродвигателя, равная 1000 – 1600 об/мин.

Зачастую $h/d = 0,8 - 0,13$.

Увеличение скорости вращения вала двигателя выше указанного значения может неблагоприятно отразиться на надежности и объемном КПД насоса, т.к. при этом плунжеры не успевают засасывать жидкость и из области всасывания цилиндры незаполненными будут переходить в область нагнетания, что приводит к разрывам потока рабочей жидкости.

Средняя по времени теоретическая подача насоса определится:

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} h k z \frac{n}{60}, \text{ л/с,}$$

откуда

$$d = \sqrt[3]{\frac{240 Q_T}{\pi k z n m}},$$

где $m = h/d$.

В насосах аксиального типа плунжеры располагаются параллельно оси вращения или под некоторым углом к ней. За счет такого расположения плунжеров эти насосы в сравнении с насосами радиального типа при равных давлениях и подаче имеют меньшую массу и габариты. Однако аксиальные насосы имеют меньший объемный КПД.

Рассмотрим насос аксиального типа.

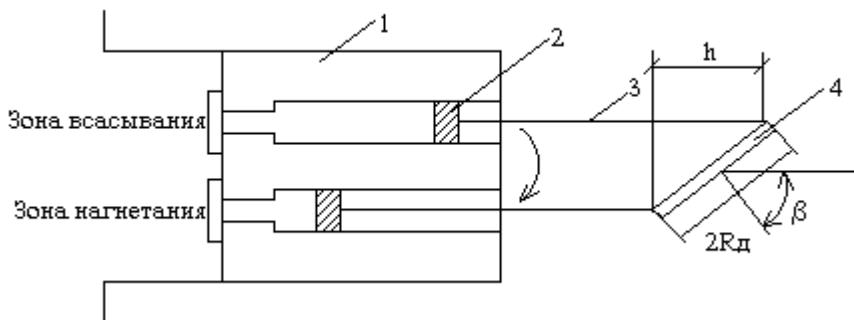


Рис.2.

В теле ротора 1 просверлено 5 – 9 отверстий, куда помещены плунжеры 2. Штоки 3 шарнирно соединены с диском (люлькой) 4, который вращается вместе с ротором.

При неизменной частоте вращения насоса можно регулировать его подачу путем изменения угла наклона диска β . Направление потока рабочей жидкости зависит от наклона диска в ту или иную сторону от горизонтали.

Параметрами насоса являются:

h_{\max} – максимальный ход плунжера;

d – диаметр плунжера;

$z=5-9$ – число плунжеров;

$\beta_{\max}=30^\circ$ – максимальный угол наклона диска;

$n=1500-5000$ об/мин – частота вращения.

Ход плунжера может быть приравнен проекции диска на ось цилиндрического блока:

$$h_{\max} = 2R_d \sin \beta_{\max},$$

где R_d – радиус диска.

Теоретическая подача насоса

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} z h \frac{n}{60}, \text{ л/с.}$$

Насосы радиального и аксиального типа являются обратимыми и могут использоваться в качестве двигателей.

Недостатком ротационных насосов является наличие объемных потерь, увеличивающихся с ростом давления, что вызывает уменьшение действия подачи. В объемные потери входят протечки жидкости через зазоры и недостаточное заполнение рабочих объемов цилиндров.

В рулевых электрогидравлических привода с насосами постоянной подачи применяются лопастные, червячные, винтовые и шестеренчатые насосы или серийные радиально или аксиально-поршневые с постоянной подачей.

Распространению насосов с постоянной подачей в рулевых приводах способствует следующие достоинства: простота конструкции, меньшие габариты и масса по сравнению с насосами переменной подачи, высокая надежность, значительно меньшая стоимость.

Использование в рулевых приводах насосов с постоянной подачей целесообразно до определенных значений мощностей, так как при частичных нагрузках общий КПД гидропередаточ будет низкой. Поэтому насосы с постоянной подачей применяются в рулевых электрогидравлических приводах с моментами на баллере не более 44 кНм и очень редко – с моментами на баллере до 98 кНм.

Усилия, действующие в гидравлическом приводе

Рассмотрим усилия, действующие в гидравлическом приводе руля (см. рис. 1).

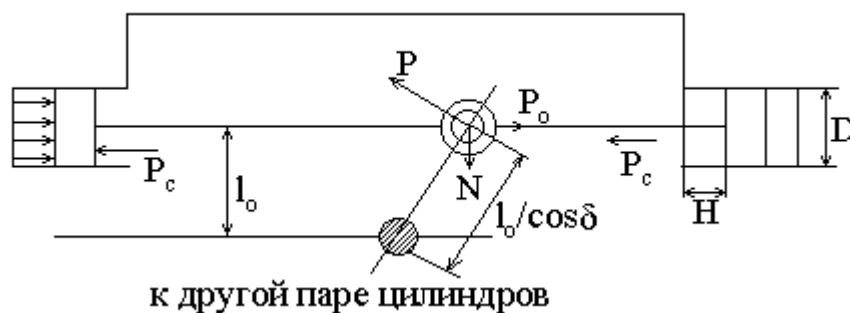


Рис.1.

На рис.1 обозначено: l_0 – расстояние между баллером и осью цилиндров; D – диаметр цилиндров; $l_0/\cos\delta$ – переменное плечо румпеля; $H=l_0 \tan\delta$ – ход поршня; p – давление нагнетания жидкости; p_c – условное противодействие, учитывающее сопротивление в сальниках, трубопроводах и арматуре ($p_c = 10-15$ кгс/см² или $9,81-14,8 \cdot 10^5$ Н/м).

В расчете не будем учитывать потери на трение в шарнирах и ползунах привода.

Выразим момент на баллере руля через поперечную силу P , приложенную к румпелю и переменное плечо румпеля:

$$\frac{M_{\delta}}{2} = P \frac{l_0}{\cos \delta} \Rightarrow P = \frac{M_{\delta} \cos \delta}{2l_0}. \quad (1)$$

Коэффициент 2 показывает, что действующий на баллере момент распределяется между двумя парами цилиндров.

Сила P уравнивается осевой силой P_o и нормальной к оси цилиндров силой N :

$$\begin{aligned} P_o &= P \cos \delta; \\ N &= P \sin \delta. \end{aligned} \quad (2)$$

Сила N не оказывает существенного влияния на мощность перекладки пера руля, она учитывается, в основном, при расчете деталей на прочность. Таким образом, мощность приводного электродвигателя зависит от силы P_o .

$$P_o = \frac{M_{\delta} \cos^2 \delta}{2l_0} = \frac{M_{\delta} (1 + \cos 2\delta)}{4l_0}. \quad (3)$$

Выразим эту же силу через площадь поршня и результирующее давление нагнетания:

$$P_o = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_c). \quad (4)$$

Из (3) и (4) найдем зависимость момента на баллере с учетом КПД приводного двигателя:

$$M_{\delta} = \frac{l_0 \pi D^2 (p - p_c)}{(1 + \cos 2\delta)} \eta^{\pm 1}. \quad (5)$$

где η^{+1} - для положительных значений момента на баллере;

η^{-1} - для отрицательных значений момента на баллере.

Выражение (5) используется для определения диаметра гидравлического цилиндра D . Последний находим по максимальному расчетному моменту на баллере:

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_{\delta, \text{расч.}} (1 + \cos 2\delta_{\text{max}})}{\pi y (p_{\text{max}} - p_c) \eta_{\text{min}}}}, \quad (6)$$

где $y = \frac{l_0}{D} = 2 \div 2,5$.

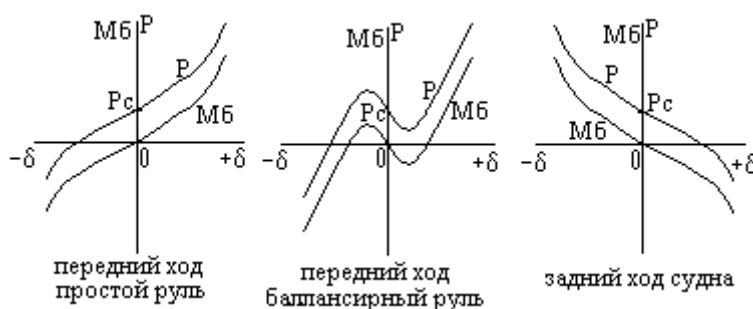
Располагая кривыми момента на баллере в функции угла перекладки пера руля по (5) определяем давление нагнетания жидкости, обеспечивающее работу рулевого привода:

$$p = \frac{M_{\delta} (1 + \cos 2\delta)}{\pi l_0 D^2 \eta^{\pm 1}} + p_c. \quad (7)$$

Из (7) следует, что при одних и тех же абсолютных значениях момента на баллере отрицательные давления будут меньше положительных. Это объясняется влиянием положительной составляющей давления p_c и КПД привода.

Задаваясь различными углами перекладки пера руля δ , рассчитываем диаграммы давлений $p=f(\delta)$.

Рис.2.



2.2. Определение подачи гидронасоса

Теоретическую подачу гидронасоса радиального типа определим по формуле

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} h k z \frac{n}{60}. \quad (8)$$

Действительная подача с учетом объемных потерь определится

$$Q_d = Q_T \eta_v, \quad (9)$$

где η_v – объемный КПД насоса, зависящий от развиваемого давления.

Насос подбирается по теоретической подаче. Т.к. величина теоретической подачи вначале проектирования неизвестна, то, исходя из параметров рулевой машины (i , D , H) и заданных условий перекладки пера руля (время перекладки и максимальный угол перекладки), определяется действительная потребная подача насоса, а затем находят величину теоретической подачи гидронасоса.

Действительная подача насоса определяется объемами, описываемыми поршнями гидравлических цилиндров машины при перекладке пера руля с борта на борт в течение заданного времени.

Ход поршня при этом определится

$$2H_{\max} = 2l_0 \operatorname{tg} \delta_{\max} \cdot \quad (10)$$

Необходимый объем жидкости для заданных условий

$$V_{\max} = i \frac{\pi D^2}{4} 2H_{\max} \quad (11)$$

где i – число пар цилиндров рулевой машины.

Допуская постоянство угловой скорости вращения баллера при перекладке пера руля, найдем среднюю действительную подачу насоса

$$Q_{\text{ср}} = \frac{V_{\max}}{T}, \quad (12)$$

где T – время перекладки пера руля с борта на борт (задано).

Задаваясь величиной среднего объемного КПД в пределах $\eta_{\text{ср}} = 0,8 \div 0,85$ с учетом изменения подачи в начале и конце работы насоса, определим

$$Q_T = \frac{Q_{\text{ср}}}{\eta_{\text{в.ср}}}. \quad (13)$$

Задаваясь частотой вращения исполнительного двигателя n , найдем теоретическую подачу насоса за один оборот ротора двигателя. Максимальный ход плунжера насоса выбирается по каталожным данным из графиков $h_{\max} = f(Q_T')$.

По значению h_{\max} определим диаметр плунжера

$$d = \frac{h_{\max}}{0,8 \div 0,13}.$$

Подставив все известные величины в (8), решают его относительно числа плунжеров z . Если эта величина окажется за пределами нормы ($z = 5 \div 9$), то изменяют скорость вращения исполнительного двигателя и диаметр поршня или выбирают новое значение максимального хода плунжера.

2.3. Определение вращающего момента на валу электродвигателя

Мощность, необходимая для приведения насоса в действие, определится

$$P' = \frac{Q_T' \omega p}{2\pi \eta_{\text{мех}}}, \quad (14)$$

где Q_T' – теоретическая подача насоса за один оборот, м^3 ;

p – давление, развиваемое насосом, Н/м^2 ;

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД насоса.

Мощность вращательного движения определяется

$$P'' = M\omega.$$

Из условия равенства этих мощностей определим вращающий момент на валу электродвигателя

$$M = \frac{Q_T' p}{2\pi \eta_{\text{мех}}}. \quad (15)$$

Максимальный момент двигателя, соответствующий работе при максимальном давлении, определится:

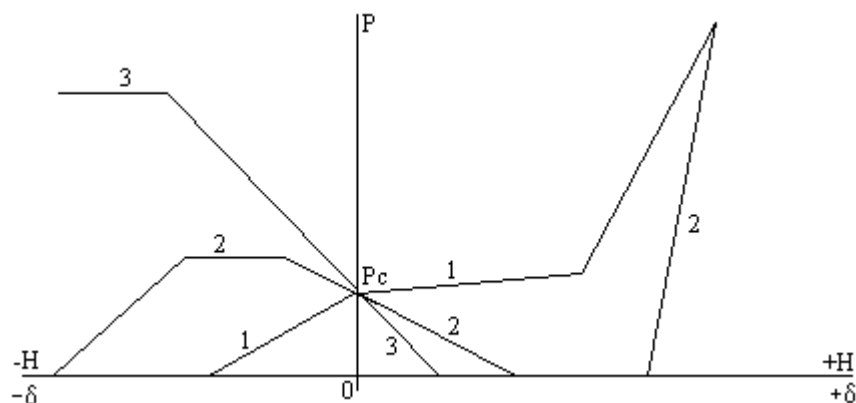
$$M_{\max} = \frac{Q_T' p_{\max}}{2\pi \eta_{\text{мех. max}}}.$$

Момент холостого хода насоса принимается $M_0 = 0,1M_{\max}$.

2.4. Построение упрощенных диаграмм давлений

Кривые давлений в функции угла поворота пера руля линейризуем. Кроме того, пренебрежем отрицательными давлениями, т.к. при отрицательных давлениях жидкость принудительно прогоняется через насос и насос при этом не совершает работы.

В результате линейризации и принятыми допущениями получим упрощенные диаграммы давлений (см. рис.2).



- 1 – передний ход простого руля;
2 – передний ход балансирующего руля;
3 – задний ход судна.

Рис.2.

2.5. Расчет и построение диаграмм момента в функции хода поршня

Для дальнейшего рассмотрения в качестве примера возьмем кривую 1 (рис.2).

В начале расчетного цикла перекадки пера руля происходит равномерное открытие насоса в течение заданного времени пуска $t_o = 1 \div 2$ с. Поршень за это время пройдет путь $H_{\max} - H_1$. Уровень расхода жидкости за период пуска насоса определим

$$t_o Q_{\text{т.ср.}} \eta_{\text{в.ср.}} = i \frac{\pi D^2}{4} (H_{\max} - H_1) = k_3 (H_{\max} - H_1), \quad (16)$$

где $Q_{\text{т.ср.}} = \frac{Q_{\text{т.}}}{2}$ - средняя теоретическая подача насоса на участке пуска;

$\eta_{\text{в.ср.}}$ - объемный КПД насоса, находится по кривым $\eta_{\text{в}} = f(p)$ для давлений на участке пуска;

$$k_3 = i \frac{\pi D^2}{4}.$$

Тогда ход поршня к концу пуска насоса

$$H_1 = H_{\max} - \frac{t_o Q_{\text{т.ср.}} \eta_{\text{в.ср.}}}{k_3}. \quad (17)$$

По (15) найдем значения M_c , M_3 и соответствующие p_c и p_3 .

Закрытие насоса начинается за 5° до предельного угла перекадки пера руля

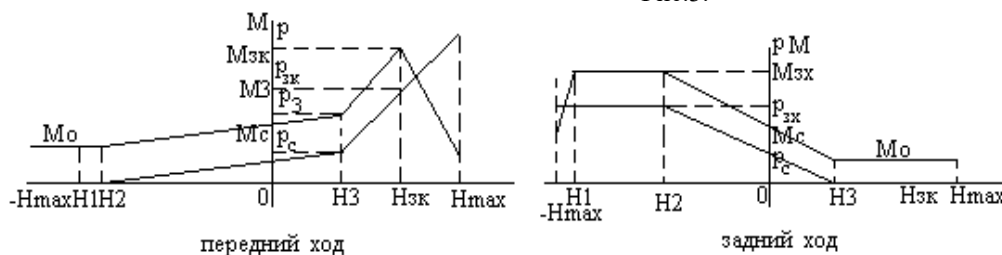
$$\delta_{\text{зк.}} = \delta_{\max} - 5^\circ; \quad (18)$$

$$H_{\text{зк.}} = l_o \text{tg} \delta_{\text{зк.}}$$

Графически находим значения $p_{\text{зк}}$ и рассчитываем момент закрытия $M_{\text{зк}}$. Перекадка пера руля заканчивается при моменте $M=M_o$.

В итоге расчета получаем диаграмму моментов $M=f(H)$ (рис.3). Аналогичным образом рассчитывается диаграмма для заднего хода судна. При определении H_1 следует учесть новое значение $\eta_{\text{в.ср.}}$.

Рис.3.



2.6. Расчет и построение нагрузочной диаграммы

Для расчета диаграммы $M=f(t)$ линейризуем зависимость объемного КПД в функции давления (см. рис. 4):

$$\eta_{\text{в}} = \eta_{\text{в.нач}} - \frac{\eta_{\text{в.нач}} - \eta_{\text{в.кон}}}{P_{\text{кон}}} p.$$

В процессе перекадки пера руля имеет место равновесие объемов перекачиваемой жидкости:

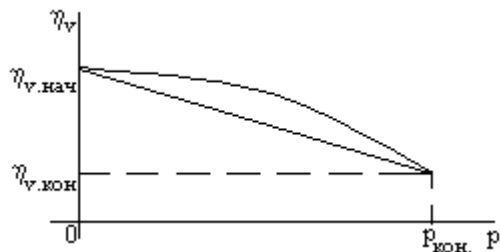


Рис.4.

$$Q_d dt = k_3 dH .$$

Исходное уравнение для расчета времени перекадки пера руля имеет вид:

$$Q_T \eta_v dt = k_3 dH . \quad (19)$$

Как видно из диаграммы $p = f(H)$ возможны три случая перекадки пера руля:

$$1) \quad p = 0; \eta_v = \eta_{v.нач} .$$

$$Q_T \eta_{v.нач} dt = k_3 dH .$$

Отсюда

$$t = \frac{k_3}{Q_T \eta_{v.нач}} H .$$

$$2) \quad p = p_o = \text{const}; \eta_v = \eta_{v.o} .$$

В этом случае

$$t = \frac{k_3}{Q_T \eta_{v.o}} H .$$

3)

$$p = \frac{p_{кон}}{H_{кон}} H; \eta_v = \eta_{v.нач} - \frac{\eta_{v.нач} - \eta_{v.кон}}{p_{кон}} p = \eta_{v.нач} - \frac{\eta_{v.нач} - \eta_{v.кон}}{p_{кон}} \times \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{p_{кон}}{H_{кон}} H = \eta_{v.нач} - k_4 H$$

В этом случае

$$Q_T (\eta_{v.нач} - k_4 H) dt = k_3 dH .$$

$$t = - \frac{k_3}{k_4 Q_T} \ln \frac{\eta_{v.кон}}{\eta_{v.нач}} .$$

В общем случае для этого участка можно записать

$$t = - \frac{k_3}{k_4 Q_T} \ln \frac{\eta_{v.min}}{\eta_{v.max}} . \quad (20)$$

$$\text{где } k_4 = \frac{\eta_{v.нач} - \eta_{v.кон}}{p_{кон}} \frac{\Delta p}{\Delta H} ;$$

Δp и ΔH – соответственно приращение давления и хода поршня на рассматриваемом участке;

$\eta_{v.min}$ и $\eta_{v.max}$ - значения объемного КПД на данном участке.

Рассчитав время по всем участкам можно построить нагрузочную диаграмму для исполнительного двигателя для переднего и заднего хода судна (см. рис.5). Следует помнить, что при расчете участков открытия и закрытия насосов принимают

$$Q_{т.ср.} = \frac{Q_T}{2} .$$

2.7. Расчет мощности исполнительного электродвигателя

Параллельно с этим проверяется полное время перекадки пера руля. Суммарное время перекадки пера руля должно быть не больше заданного времени.

Частота вращения исполнительного электродвигателя устанавливается при выборе насоса. Поэтому расчет мощности электродвигателя сводится к определению его номинального вращающего момента, который устанавливается в соответствии с требованиями к рулевому устройству. Для определения момента воспользуемся нагрузочными диаграммами для переднего и заднего хода судна длительного режима «ход по курсу» и перекадки пера руля с борта на борт в режиме «зигзаг» после длительной работы рулевого устройства на прямом курсе.

1. Эквивалентный момент двигателя на переднем ходу судна

$$M_{п.х.} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{п.х.}}} .$$

2. Эквивалентный момент двигателя на заднем ходу судна

$$M_{з.х.} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{з.х.}}}$$

3. Эквивалентный момент длительного режима «ход по курсу».

Заданными величинами в этом режиме являются: угол перекадки пера руля ($4-6^\circ$); число включений насоса в час m_k (до 350); число полных перекадок пера руля с борта на борт, равное $m_k/2$.

Определяем ход поршня: $H_k = l_o \operatorname{tg} \delta_k$.

По графикам находим средние значения $M_k, p_k, \eta_{v.k.}$

Время одной перекадки на угол δ_k

$$t_k = \frac{k_3}{Q_T \eta_{v.k.}} H_k$$

Период одной перекадки на угол δ_k с учетом стоянки руля

$$T_k = \frac{3600}{m_k}$$

Время стоянки руля за период

$$t_o = T_k - t_k$$

Эквивалентный момент длительного режима

$$M_{э} = \sqrt{\frac{M_k^2 t_k + M_o^2 t_o}{T_k}}$$

3) Эквивалентный момент перекадки пера руля в режиме «зигзаг» после длительного режима.

Для решения этой задачи строятся кривые момента на баллере в функции угла поворота пера руля для режима «зигзаг» путем смещения обычной кривой момента на баллере на переднем ходе судна влево на угол дрейфа. От этой кривой переходят к кривой $M=f(t)$. Для этого определяется опорный момент при закрытии насоса

$$M_{з.к.оп.} = k_{оп.} M_{з.к.},$$

откладывается $M_{з.к.оп.}$ на диаграмме $M=f(t)$ нормального режима и от этой точки проводятся линии, параллельные линиям исходного графика (см. рис.5).

Длительность одного цикла перекадки пера руля

$$t_{ц} = \frac{3600}{m_8},$$

где m_8 – число перекадок пера руля с борта на борт в течение одного часа.

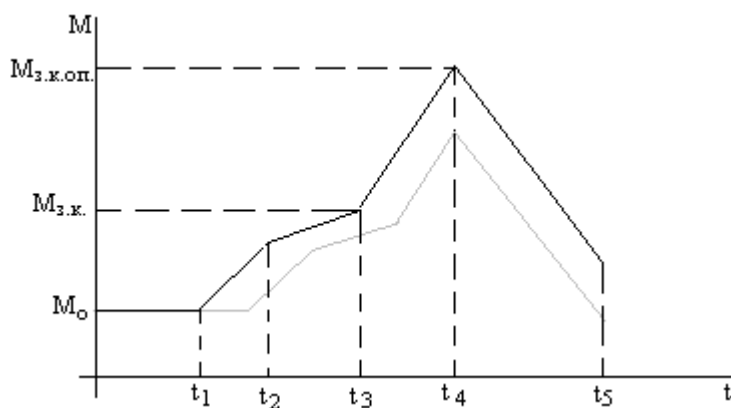


Рис. 5.

Время работы насоса в пределах одного цикла

$$T = t_1 + t_2 + \dots + t_n$$

Время стоянки руля

$$t_{ст.} = t_{ц} - T$$

Считаем, что температура электродвигателя установилась за четыре часа длительной работы, следовательно, электродвигатель в длительном режиме нагружен в течение $4m_k t_k$ с, а руль стоит в длительном режиме $4m_k t_o$ с.

Среднеквадратичный момент заданного цикла перекадки пера руля с учетом длительной работы

$$M_8 = \sqrt{\frac{M_k^2 4m_k t_k + \sum M_i^2 t_i + M_o^2 t_{ст.} + M_o^2 4m_k t_o}{4 \cdot 3600 + t_{ц}}}$$

4) Проверка двигателя на перегрузочную способность.

Максимальный вращающий момент на валу электродвигателя, необходимый для преодоления максимального расчетного момента сопротивления ($M_{з.к.оп.}$ или $M_{max.з.х.}$) с учетом возможного снижения напряжения сети на 10% и десяти процентного минусового допуска по ГОСТ определится

$$M_{max} = \frac{M_{з.к.оп.} \text{ (или } M_{max.з.х.})}{0,9^2 \cdot 0,9}.$$

Номинальный момент двигателя по требованиям Регистра

$$M_n = \frac{M_{max}}{\lambda}.$$

Наибольший момент из полученных по пунктам 1 – 4 принимается за номинальный момент электродвигателя.

Рулевые электроприводы автоматического действия (авторулевые)

Современные средства автоматики обеспечивают более высокую точность удержания судна на курсе, чем квалифицированный судоводитель. В программу управления авторулевыми можно вводить параметры, которые человек непосредственно не воспринимает, а именно угловую скорость поворота корпуса судна и интеграл по курсовому углу (углу отклонения судна от курса), что обеспечивает высокое качество стабилизации судна на заданном курсе.

Автоматическое действие рулевого электропривода обеспечивается с помощью дополнительного устройства, называемого автоматом или авторулевым, которое работает в совокупности с электрорадионавигационными приборами, регистрирующими курс судна, скорость его движения и проходимый путь.

Автоматизация рулевых устройств оказалась возможной после появления гирокомпасов, обладающих большой направляющей силой, достаточной для обеспечения управляющих функций. В последнее время чаще используются датчики индукционного типа, обладающие большой чувствительностью на изменение магнитного поля Земли и наиболее чувствительные к изменению курса судна.

Развитие авторулевых приводов идет по пути к обеспечению ими программного управления, т.е. к автоматическому ведению судна по заранее заданной прокладке курса. В настоящее время успешно решаются задачи автоматизации судовождения с единым центром управления на мостике, включая управление и машинной установкой, с помощью ЭВМ. Подобные устройства выполняют автоматическую прокладку и счисление пути, ведение судна на изменяющихся курсах с корректировками на дрейф и течения, безопасное расхождение судов в условиях любой видимости и т.п.

В нашей стране авторулевые работают в основном на уровне второй степени автоматизации, т.е. обеспечивают стабилизацию судна на заданном курсе, что дает значительный экономический эффект. Установлено, что авторулевые путем спрямления действительного курса судна сокращают проходимые расстояния между портами следования на 2,5 – 3% сравнительно с ручным управлением. Кроме того, более точное сдерживание судна на курсе обеспечивается при меньшем числе переключений пера руля при уменьшении среднего угла его отклонения. Эти факторы уменьшают добавочное сопротивление воды движению судна из-за тормозного действия пера руля и ведут при реализации той же мощности гребной установки к повышению скорости судна.

Системами авторулевых снабжаются, в основном, морские суда, т.к. при движении судна в условиях ограниченных глубин фарватера возникают другие по своей природе внешние силы, действующие на корпус судна, чем в условиях больших глубин фарватера. Интенсивность воздействия этих сил очень большая, появляются они как следствие гидродинамической реакции, действующей на судно во всех направлениях. С ростом гидродинамических сил (в условиях малых глубин) резко снижается проявление фактора инерционности корпуса судна, что и является характерной особенностью ухода судна с заданного курса в условиях мелководья. Управляющее воздействие рулевого комплекса в данном случае остается прежним, достаточно инерционным. Кроме того, в речных авторулевых приводах должен быть предусмотрен дополнительно режим поворота судна с автоматическим поддержанием постоянного значения угловой скорости.

3.1. Дифференциальные уравнения движения судна и их анализ

В качестве основного звена всей системы стабилизации судна на курсе необходимо рассматривать само судно, как объект регулирования, представляющий собой сложное гидродинамическое звено, передаточная функция которого по управляющему воздействию имеет вид

$$W_c(p) = \frac{\varphi(p)}{\delta(p)}, \quad (1)$$

где $\varphi(p)$ - угол поворота корпуса судна, равный разности между заданным и истинным углом

$$\varphi = \varphi_{зад} - \varphi_{ист};$$

$\delta(p)$ - угол переключки пера руля.

Простейший вид передаточной функции судна как гидродинамического звена может быть получен из системы дифференциальных уравнений движения судна:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\beta}{dt} + a_1\beta + a_2 \frac{d\varphi}{dt} &= n_1\delta \\ \frac{d^2\varphi}{dt^2} + a_3 \frac{d\varphi}{dt} + a_4\beta &= n_2\delta + qM \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где β - угол дрейфа судна;

a_i, n_i, q_i - гидродинамические коэффициенты данного типа судна;

M – гидродинамический момент.

Система уравнений (2) не учитывает сил, действующих на судно в поперечной плоскости и вызывающих дрейф, т.е. рассматривается только вопрос автоматической стабилизации курса без его связи с определением траектории движения судна.

После преобразований, система (2) может быть записана в операторной форме:

$$p^3 \varphi + b_1 p^2 \varphi + b_2 p \varphi = m_1 p \delta + m_2 \delta + m_3 p M + m_4 M. \quad (3)$$

Коэффициенты b_i и m_i уравнения (3) введены для упрощения записи и представляют собой определенные зависимости от коэффициентов a_i, n_i, q_i , полученных ранее в результате преобразования (2).

Решение (3) относительно изменения курсового угла φ может быть представлено в виде

$$\varphi(p) = \frac{k_c (1 - \tau p)}{p(1 + T_1 p + T_2 p^2)} \delta(p) + \frac{\bar{k}_c (1 + \bar{\tau} p)}{p(1 + T_1 p + T_2 p^2)} M(p), \quad (4)$$

где коэффициенты k_c, τ, T_1, T_2 также представляют определенные зависимости от первоначальных коэффициентов a_i, n_i, q_i .

Передаточная функция судна может быть получена из (4) по (1) и имеет вид:

$$W(p) = \frac{k_c (1 - \tau p)}{p(1 + T_1 p + T_2 p^2)}. \quad (5)$$

Аналогично может быть представлена передаточная функция судна по возмущающему воздействию:

$$W(p) = \frac{\bar{k}_c (1 - \bar{\tau} p)}{p(1 + T_1 p + T_2 p^2)}. \quad (6)$$

Возмущающее воздействие представлено в общем виде силой $F = f(t)$. Численные значения коэффициентов уравнений (4), (5), (6) определяются геометрическими размерами судна, результатами натурных испытаний или продувки моделей корпуса судна в аэродинамической трубе. Для практических расчетов можно рекомендовать пользоваться линейным уравнением движения судна при решении вопросов его автоматического управления на прямолинейном курсе, когда наблюдаются малые отклонения пера руля и, соответственно, малые значения угла дрейфа и угловой скорости поворота судна Ω .

3.2. Анализ элементов и узлов автоматической системы управления курсом судна

Для обеспечения автоматического управления курсом судна необходим датчик, связывающий само судно с системой координат, неподвижных относительно частей света. В качестве таких навигационных приборов используются различные курсоуказатели магнитного и гироскопического типов. Необходимым требованием к ним является обеспечение дистанционной передачи сигнала курсового угла в схему авторулевого.

Существуют такие авторулевые, в которые вводится не непосредственно угол, а электрический сигнал, пропорциональный изменению угла и учитывающий его знак. В этом случае между курсоуказателем и авторулевым ставится звено, преобразующее угловые величины в пропорциональные им электрические сигналы. Уравнение такого звена будет иметь вид:

$$\varphi = k_\varphi U. \quad (7)$$

где k_φ - коэффициент пропорциональности.

Рассмотрим простейший вариант схемы автоматизации движения судна, выполненный на базе релейно-контакторной системы, где в качестве рабочего параметра включения и отключения релейного блока используется курсовой угол, или, точнее, его изменение

$$\varphi = \varphi_{\text{зад}} - \varphi_{\text{ист}}. \quad (8)$$

Таким образом

$$U_p = k_y \varphi. \quad (9)$$

где U_p - сигнал рулевого;

k_y - коэффициент пропорциональности.

Направление переключки пера руля при включении реверсивного реле согласуется со знаком угла φ , и переключка происходит в сторону сдерживания судна.

Составим функциональную схему такой системы

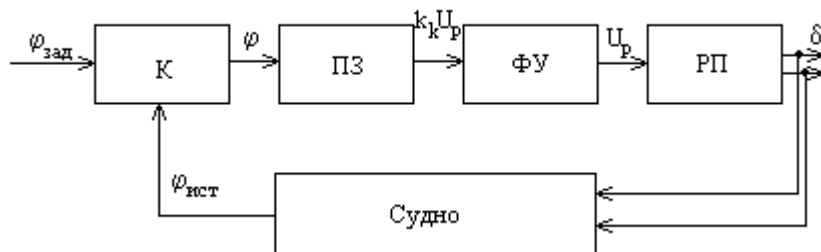


Рис.1.

На рис.1 обозначено:

К – курсоуказатель;

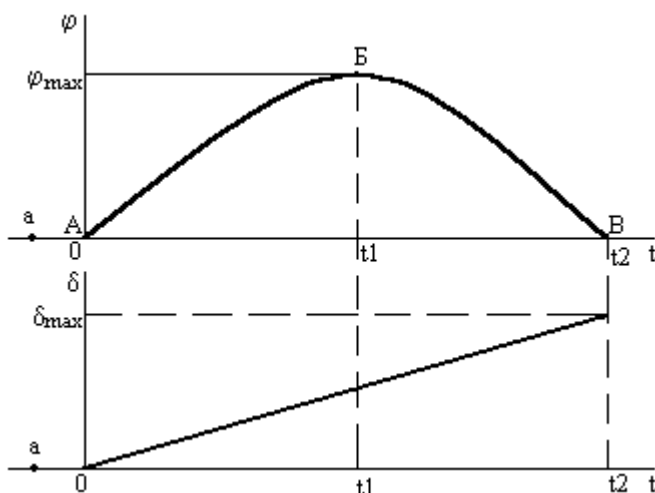
ПЗ – преобразующее звено;

ФУ – фазочувствительный усилитель мощности с релейным блоком;

РП – рулевой привод.

Рассмотрим зависимость изменения курсового угла и угла перекладки пера руля.

Рис.2.



Рассмотрим работу схемы.

В некоторый момент времени судно находилось в точке a и двигалось прямолинейно по заданному курсу (см. рис.2) с пером руля, расположенным в диаметральной плоскости. Таким образом $\varphi_a = 0; \delta_a = 0$.

В точке A судно под действием внешних сил начинает отклоняться от заданного курса, при этом $\varphi_A \neq 0$ и рулевой привод будет включен на перекладку руля в сторону сдерживания судна на курсе ($\delta_A \neq 0$).

Судно опишет некоторую кривую линию AB и в точке B вернется на заданный курс, т.е. $\varphi_B = 0$. Реле отключит рулевой привод, но при этом перо руля будет расположено на максимальный угол δ_{max} .

Вполне очевидно, что судно начнет отклоняться в противоположную сторону от заданного направления движения в результате действия самого руля, т.е. получилась в нашем случае колебательная система, причем процесс колебаний будет происходить с нарастающей амплитудой.

В целях обеспечения устойчивости автоматического управления судном при прямолинейном движении необходимо ввести следящую систему управления. Для этого необходимо изменить принятые ранее условия автоматизации релейного блока (равенство (9)) на зависимость вида

$$(\varphi - k_{oc} \delta) k_y = U_p. \quad (10)$$

Составим функциональную схему для обеспечения этого условия.

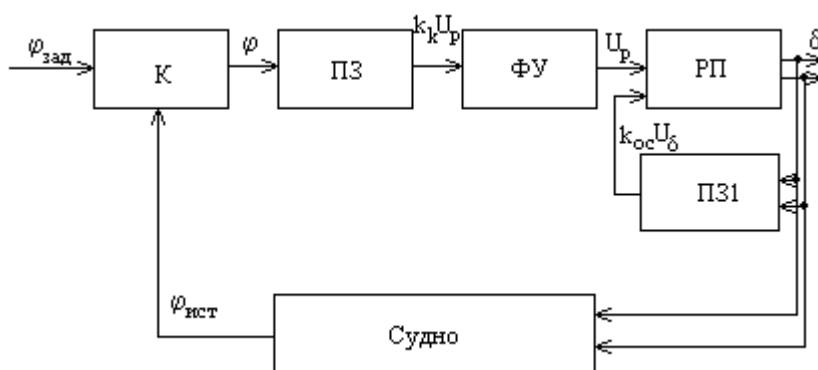


Рис.3.

В данном случае введена жесткая отрицательная обратная связь по углу перекладки пера руля, сигнал которой поступает на вход усилителя ФУ. В целях изменения интенсивности воздействия обратной связи в ее цепи ста-

вят преобразующее звено ПЗ1 с переменным коэффициентом связи выходного сигнала от угла перекадки пера руля, т.е.

$$\delta = k_{oc} U_{\delta} . \quad (11)$$

Рассмотрим графики изменения курсового угла и угла перекадки пера руля при устойчивом управлении судном (см. рис. 4).

В точке a $\varphi = 0, \delta = 0$ и судно движется по заданному курсу.

Воздействие внешних сил вызывает отклонение корпуса судна от курса в точке A . В точке B , где $\varphi = \max$, происходит остановка рулевого привода при $\delta = \max$, т.к.

$$\varphi_{\max} - k_{oc} \delta_{\max} = 0 . \quad (12)$$

В дальнейшем, на участке BB траектории движения судна угол φ будет уменьшаться, следовательно, в (10) большей величиной станет сигнал обратной связи, и рулевой привод будет перекадывать перо руля в сторону уменьшения угла δ .

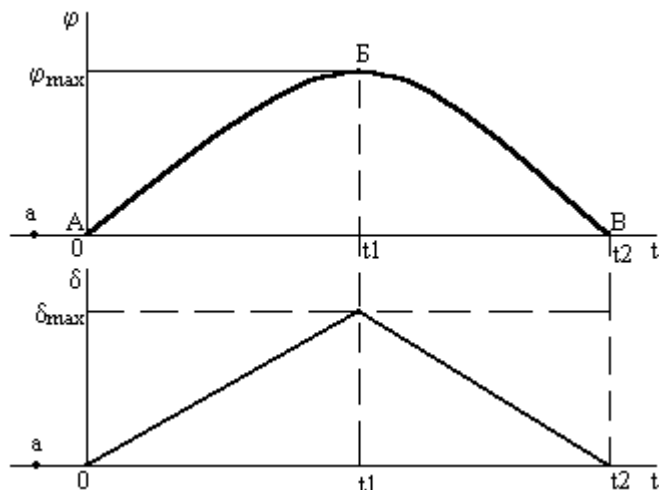


Рис.4.

Судно вернется на заданный курс.

Запишем передаточные функции отдельных звеньев, объединив преобразующее звено, фазочувствительный усилитель мощности и релейный блок в одно звено АР (авторулевой).

Для курсоуказателя используется (8), для авторулевого –

$$U_{AP} = (\varphi - k_{oc} \delta) W_{AP}(p); \quad (13)$$

для рулевого привода:

$$\delta = k_{rp} U_{AP} W_{rp}(p); \quad (14)$$

для судна, как гидродинамического звена:

$$\varphi = \delta W_{ic}(p), \quad (15)$$

где $W_{ic}(p)$ - передаточные функции отдельных звеньев функциональной схемы.

Определим передаточную функцию замкнутой системы:

$$W(p) = \frac{W_{ic}(p)}{1 + W_{ic}(p)} \quad (16)$$

где $W_{ic}(p)$ - передаточная функция всей системы с разорванной обратной связью по истинному углу.

Полученная зависимость является исходной для исследования данной системы с точки зрения устойчивости и качества процесса управления.

Современные авторулевые, помимо курсового угла φ и сигнала обратной связи, имеют также сигналы по угловой скорости поворота корпуса судна и интеграл от изменения курсового угла.

Скоростной сигнал придает системе авторулевого новое свойство – учитывать скорость изменения курсового угла.

Для нашего случая:

$$\delta = \frac{1}{k_{oc}} \left(\varphi + k_2 \frac{d\varphi}{dt} \right). \quad (17)$$

где $\frac{d\varphi}{dt}$ - угловая скорость поворота корпуса судна.

Угол перекадки пера руля у авторулевого без скоростного сигнала зависит только от изменения курсового угла и значения коэффициента обратной связи. В случае возникновения внезапных сильных возмущений (мелководье), их компенсация моментом рулевого комплекса происходит при значительных углах поворота пера руля, что вызовет большие отклонения судна от курса. В авторулевых, имеющих скоростной сигнал, угол перекадки пера руля будет определяться двумя параметрами: $\frac{1}{k_{oc}} \varphi$ и $k_2 \frac{d\varphi}{dt}$. В случае внезапных сильных возмущений отклонение

корпуса судна происходит при значительных угловых скоростях, что вызовет появление сильного сигнала $k_2 \frac{d\varphi}{dt}$ и руль будет переключаться на большой угол при малых отклонениях судна от курса.

Интеграл по курсовому углу $\int \varphi dt$ введен в схему авторулевого исходя из следующих соображений. В случае движения судна прямым курсом при постоянном моменте внешних сил (ветер, волна и т.д.) процесс автоматического управления происходит при смещении нулевого положения пера руля в сторону компенсации момента внешних сил. Действие внешних сил приводит к появлению постоянной курсовой ошибки, за счет которой авторулевой осуществляет смещение нулевого положения руля. Величина курсовой ошибки зависит от коэффициента обратной связи и величины момента внешних сил. Авторулевой в этом случае управляет судном в режиме неравномерного рыскания, амплитуда которого зависит от направления отклонения корпуса судна по отношению к моменту внешних сил.

При равномерном рыскании $\int \varphi dt = 0$. В режиме неравномерного рыскания на входе авторулевого появится сигнал, пропорциональный $k_3 \int \varphi dt$, который и обуславливает смещение нулевого положения пера руля без внесения курсовой ошибки авторулевого.

3.3 Авторулевой АРМ-2 (малогабаритный морской)

Рассмотрим функциональную схему авторулевого (см. рис. 5).

На рис.5 обозначено:

ГК – гирокомпас;

СсП – сельсин-приемник курсового угла;

ДР – дифференциальный редуктор;

ЧЭ – чувствительный элемент;

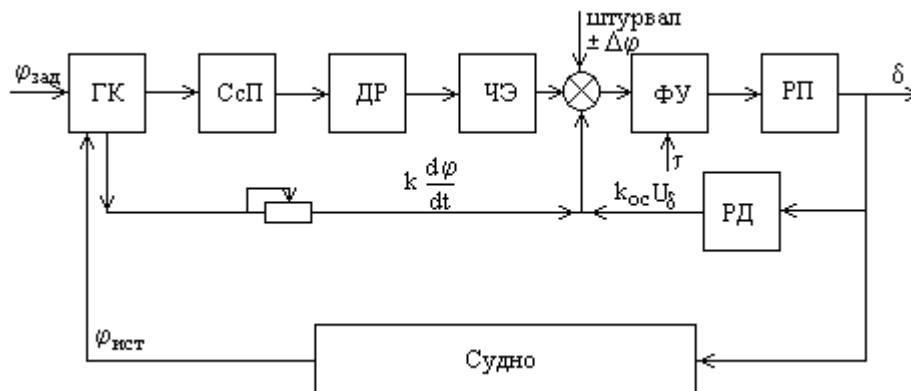


Рис.5.

РП – рулевой привод;

τ - ввод времени задержки в срабатывании релейного блока авторулевого;

РД – рулевой датчик;

$\pm \Delta\varphi$ - введение градусных поправок;

ФУ – фазочувствительный усилитель мощности.

Авторулевой АРМ2 смонтирован в репитере гирокомпаса. Автоматическое управление курсом судна авторулевой осуществляет по (17). Скоростной сигнал берется от привода следящей системы гирокомпаса, что упрощает схему авторулевого, но вносит ограничения в возможность усиления скоростного сигнала из-за наличия в нем помех и шумов, соизмеримых с самим сигналом.

В пульте авторулевого имеются три органа управления:

- изменение усиления скоростного сигнала (сдерживание);
- изменение коэффициента обратной связи (закладка руля);
- изменение постоянной времени τ выходного сигнала усилителя (время задержки).

На спокойной воде авторулевой обеспечивает: максимальное отклонение с курса $\pm 5^\circ$; максимальные углы переключки пера руля $\pm (2 \div 4)^\circ$; число переключек пера руля не более 300 в час.

Подуливающие устройства

Существенным недостатком рулевых приводов является резкое снижение их эффективности при уменьшении скорости хода судна, что приводит к потере маневренности, усложняет швартовку судна и его отход от причала при навальном ветре.

Это заставляет искать средства управляемости, эффективность которых не зависит от скорости хода судна.

Подобную задачу можно решить либо изменяя направление струи, отбрасываемой гребными винтами, либо используя вспомогательные средства управления, не связанные с основным рулевым комплексом и способным создавать момент относительно центра тяжести судна и обеспечивать его маневрирование.

Подруливающим называется судовое устройство, предназначенное для улучшения управляемости судна при застопоренных главных двигателях и при малых скоростях движения судна.

Большинство подруливающих устройств создают силу, направленную перпендикулярно диаметральной плоскости судна. Наибольшее применение имеют подруливающие устройства с винтовыми двигателями.

В этом случае винтовые двигатели располагаются в туннелях, перпендикулярных диаметральной плоскости судна ниже ватерлинии в носовой (или кормовой) части судна. В одновинтовых устройствах диск гребного винта располагается вблизи диаметральной плоскости судна.

Мощность электродвигателя подруливающего устройства грузового теплохода «Волга-Дон» составляет 90 кВт, что создает удельный упор винта 15 кг с/кВт. Туннель подруливающего устройства выполняется цилиндрического профиля для обеспечения равномерного зазора между стенками туннеля и диском гребного винта. Этот зазор не более 0,015 от диаметра гребного винта.

Управление электродвигателем осуществляется из рулевой рубки.

Согласно Правилам Речного Регистра РСФСР, подруливающими устройствами должны оборудоваться самоходные суда, имеющие площадь парусности более 450 м².

Помимо подруливающих устройств применяются:

- активные рули, направление силы тяги которых относительно диаметральной плоскости судна можно изменять в широких пределах;
- рули-насадки.

Различают носовые и кормовые вспомогательные средства управления, которые классифицируются по типу двигателя.