Плоскіе регуляторы.

Теорія, расчетъ и проектированіе плоскихъ регуляторовъ.

Л. Б. Левенсонъ.

(Доложено 12 января 1915 г.).

ПРЕДИСЛОВІЕ.

Точное регулированіе числа оборотовъ машинъ двигателей составляетъ одну изъ наиболѣе важныхъ задачъ современнаго машиностроенія. Вслѣдствіе трудности вопроса, стоящаго на границѣ между прикладной механикой и математикой, задачу эту нельзя еще считать окончательно разрѣшенной, несмотря на массу имѣющагося литературнаго матеріала. Но если по вопросу о регулированіи вообще—справедливы слова Thümmler'a [1]): „Такъ много уже написано по вопросамъ регулированія, такъ мало пользы для широкихъ круговъ техники",—то по частному вопросу—о плоскихъ регуляторахъ, можно сказать, что и написано о нихъ очень мало. Между тѣмъ, въ теченіе послѣднихъ 6—8 лѣтъ, плоскіе регуляторы начали быстро вытѣснять всѣ остальные и занимаютъ одно изъ первыхъ мѣстъ среди регуляторовъ прямого дѣйствія, въ особенности въ области построенія паровыхъ поршневыхъ машинъ. Единственнымъ серьезнымъ и полнымъ изслѣдованіемъ о плоскихъ регуляторахъ является вышедшая въ 1895 году книга проф. А. И. Сидорова [2]); что же касается современныхъ плоскихъ регуляторовъ и ихъ развитія за послѣдніе годы, то объ этомъ можно найти лишь отрывочныя свѣдѣнія въ журналахъ.

Опредѣленіе основныхъ размѣровъ плоскихъ регуляторовъ, напр. момента инерціи приведенныхъ массъ, работоспособности и т. п., до сихъ поръ производится чисто эмпирически; нѣтъ достаточно простыхъ, но вмѣстѣ съ тѣмъ достаточно точныхъ для практики формулъ для провѣрки динамическихъ качествъ спроектированнаго плоскаго регулятора.

Настоящая книга имѣетъ цѣлью восполнить указанные пробѣлы и представляетъ опытъ систематическаго изложенія практически приложимой теоріи плоскихъ регуляторовъ, главнымъ образомъ—на основаніи собственныхъ изслѣдованій и шестилѣтняго опыта въ проектированіи и построеніи плоскихъ регуляторовъ.

I. ВВЕДЕНІЕ.

§ 1. Общее понятіе о регулированіи.

Равномѣрное вращательное движеніе является наиболѣе удобнымъ и наиболѣе распространеннымъ главнымъ рабочимъ движеніемъ современной техники. Полученіе вращательнаго движенія составляетъ цѣль большинства двигателей, а поддержаніе его равномѣрности въ рѣдкихъ случаяхъ поручается вниманію машиниста, чаще обезпечивается особымъ механизмомъ, составляющимъ одну изъ наиболѣе существенныхъ и деликатныхъ частей машины-двигателя.

Какъ извѣстно изъ прикладной механики, при установившемся движеніи машины имѣетъ мѣсто ур—іе

$$T_m = T_u + T_R,$$

гдѣ T_m — работа двигателя;

T_u — полезная работа сопротивленія, преодолѣваемаго машиной;

T_R — работа вредныхъ сопротивленій.

Это ур—іе получается изъ основного ур—ія движенія машины

$$\Sigma \frac{mv^2}{2} - \Sigma \frac{mv_0^2}{2} = T_m - T_u - T_R + P(z - z_0),$$

полагая скорости v и v_0 въ началѣ и концѣ періода равными, такъ что приращеніе живой силы за время этого періода равно нулю:

$$\Sigma \frac{mv^2}{2} - \Sigma \frac{mv_0^2}{2} = 0,$$

и полагая начальную и конечную ординаты z и z_0 груза P равными, такъ что и

$$P(z - z_0) = 0,$$

за время одного періода.

Періодомъ можетъ быть одинъ или нѣсколько полныхъ оборотовъ вала машины или даже часть одного оборота. Напр. въ поршневой воздуходувкѣ періодомъ можно считать одинъ ходъ поршня, т. е. время, соотвѣтствующее половинѣ оборота главнаго вала машины. Въ прокатномъ двигателѣ періодомъ слѣдуетъ считать время отъ начала пропуска чрезъ какой-либо калибръ до конца пропуска чрезъ тотъ же калибръ.

Такъ какъ работа вредныхъ сопротивленій T_R, вообще говоря, находится внѣ нашего воздѣйствія и при томъ составляетъ обычно весьма незначительную часть всей работы, то, для полученія равномѣрной скорости вращенія, нужно измѣнять T_m соотвѣтственно измѣненію величины T_u, которая можетъ быть разной въ разные періоды. Механизмъ, служащій для автоматическаго поддержанія постоянной скорости вращенія путемъ измѣненія работы двигателя, пропорціонально расходуемой работѣ, называется регуляторомъ. Итакъ регуляторъ устанавливаетъ среднюю скорость машины при измѣняющемся сопротивленіи. Если сопротивленіе постоянно, то работа регулятора упрощается, но въ дѣйствительности абсолютно постоянныхъ полезныхъ сопротивленій почти не существуетъ.

Однако и въ теченіе періода скорость машины не остается постоянной. Если машина поршневая, то даже при постоянномъ сопротивленіи скорость ея въ теченіе одного оборота мѣняется, вслѣдствіе измѣненія тангенціальнаго усилія кривошипной передачи. Въ такомъ случаѣ скорости v и v_0 въ началѣ и концѣ періода не равны между собой и получается нѣкоторое приращеніе живой силы

$$\Sigma \frac{mv^2}{2} - \Sigma \frac{mv_0^2}{2} = T = \frac{1}{2}(\omega^2 - \omega_0^2)\Sigma mr^2 = \frac{\omega^2 - \omega_0^2}{2} I,$$

гдѣ ω и ω_0—угловыя скорости въ началѣ и концѣ періода, I—моментъ инерціи вращающихся массъ вокругъ оси вращенія. Обыкновенно въ поршневыхъ машинахъ подъ I понимаютъ моментъ инерціи маховика, если на валу машины нѣтъ другихъ вращающихся массъ съ большимъ радіусомъ инерціи.

Итакъ, для уменьшенія разности $\omega - \omega_0$ угловыхъ скоростей вращенія въ началѣ и концѣ періода, надо увеличить I—моментъ инерціи вращающихся массъ.

Такимъ образомъ маховикъ служитъ главнѣйше для уменьшенія колебаній скорости въ теченіе одного періода, около ея средняго значенія, устанавливаемаго регуляторомъ.

Однако роль маховика этимъ не ограничивается: не меньшее значеніе онъ имѣетъ при внезапномъ измѣненіи нагрузки, помогая регулятору возстановить утраченное равновѣсіе между работой двигателя и нагрузкой. Болѣе подробно объ этомъ будетъ сказано въ главѣ о динамикѣ плоскаго регулятора.

Итакъ можно считать выясненнымъ назначеніе регуляторовъ, служащихъ для полученія постоянной угловой скорости вращенія. Такіе регуляторы называются скоростными или регуляторами скорости и составляютъ самый многочисленный классъ механизмовъ этого рода.

Можно регулировать не только на постоянство числа оборотовъ: въ компрессорахъ весьма часто регулируютъ притокъ движущей силы такъ, чтобы получить постоянное давленіе воздуха. Такіе регуляторы называются регуляторами давленія; весьма часто регуляторъ давленія соединяютъ съ регуляторомъ скорости въ одинъ механизмъ.

Въ насосахъ водоснабженія, подающихъ воду при постоянномъ напорѣ, сопротивленіе въ теченіе періода—хода ныряла—остается постояннымъ, но расходъ воды можетъ значительно мѣняться въ теченіе сутокъ. Поэтому здѣсь важно установить каждый разъ число ходовъ ныряла, сообразно требуемой отъ насоса производительности. Такіе регуляторы называются регуляторами производительности; они обычно устанавливаются на насосахъ, воздуходувкахъ, компрессорахъ и т. п.

Имѣется еще много видовъ спеціальныхъ регуляторовъ [3]), которые въ обыкновенномъ машиностроеніи играютъ второстепенную роль, почему на нихъ останавливаться не буду. Въ этой книгѣ разсматриваются лишь наиболѣе важные регуляторы—скоростные; кромѣ того, въ своемъ мѣстѣ будетъ указано примѣненіе ихъ въ качествѣ регуляторовъ производительности, имѣющихъ особое значеніе въ горнозаводскомъ машиностроеніи.

Въ машинахъ-двигателяхъ примѣняютъ почти исключительно регуляторы скорости, дѣйствующіе при помощи силъ инерціи. Какъ извѣстно, силы

инерціи могутъ быть двухъ родовъ: нормальныя, или центробѣжныя, и тангенціальныя силы инерціи. Какъ тѣ, такъ и другія находятъ себѣ примѣненіе въ области построенія регуляторовъ, однако главное значеніе имѣетъ всегда нормальная сила инерціи.

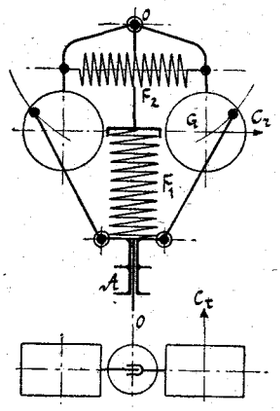
Общая схема регулятора скорости, пользующагося силой инерціи, состоитъ въ томъ, что тяжёлая матеріальная частица, въ дальнѣйшемъ называемая грузомъ, приводится во вращеніе отъ вала двигателя. Развивающаяся при этомъ нормальная сила инерціи стремится удалить грузъ отъ оси вращенія; передвиженіе груза передается или дроссельному клапану на впускной трубѣ или распредѣлительному механизму машины. При этомъ связь между регуляторомъ и машиной устанавливается такъ, чтобы при увеличеніи скорости вращенія машины, слѣдовательно при удаленіи груза отъ оси вращенія, притокъ движущей силы уменьшился, соотвѣтственно уменьшенію сопротивленія, вызвавшему первоначальное увеличеніе скорости машины. Такимъ образомъ скорость машины уменшится. Такое же уравниваніе хода произойдетъ при первоначальномъ уменьшеніи скорости машины: грузъ приблизится къ оси вращенія и регуляторъ будетъ стремиться увеличить скорость до нормальной, увеличивая притокъ движущей силы.

Если регуляторъ дѣйствуетъ на дроссельный клапанъ, то такое регулированіе называется дроссельнымъ или регулированіемъ мятіемъ. Этотъ способъ примѣняется преимущественно въ паровыхъ турбинахъ. Если регуляторъ дѣйствуетъ на распредѣлительный механизмъ машины, устанавливая притокъ движущей силы для каждаго хода, то такое регулированіе называется точнымъ или регулированіемъ на отсѣчку. Этотъ способъ примѣняется преимущественно въ поршневыхъ машинахъ—паровыхъ и газовыхъ.

Очевидно, для перестановки дроссельнаго клапана или распредѣлительнаго механизма требуется извѣстная сила. Если сила эта не очень велика, примѣрно до 40 – 50 клг., то регуляторъ непосредственно связывается съ перестанавливаемымъ органомъ машины, при помощи соотвѣтственнаго механизма; получается прямое регулированіе. При бо́льшей перестановочной силѣ заставляютъ регуляторъ дѣйствовать на уравновѣшенный распредѣлительный органъ вспомогательнаго двигателя, называемаго сервомоторомъ; сервомоторъ уже переставляетъ механизмъ машины-двигателя. Такое регулированіе называется непрямымъ; оно употребляется преимущественно въ паровыхъ и водяныхъ турбинахъ, изрѣдка въ очень крупныхъ поршневыхъ машинахъ. Сервомоторъ чаще всего устраивается гидравлическій, дѣйствующій давленіемъ воды или масла, рѣже—механическій или электрическій [4]).

§ 2. Центробѣжные и плоскіе регуляторы.

Регуляторы скорости, дѣйствующіе силами инерціи можно раздѣлить на два класса. Къ первому принадлежатъ регуляторы, въ которыхъ грузъ G вращается вокругъ оси OO, большею частью вертикальной, качаясь, при измѣненіи скорости машины, въ плоскости, проходящей чрезъ ось вращенія (фиг. 1). Регуляторы этого типа иногда называются

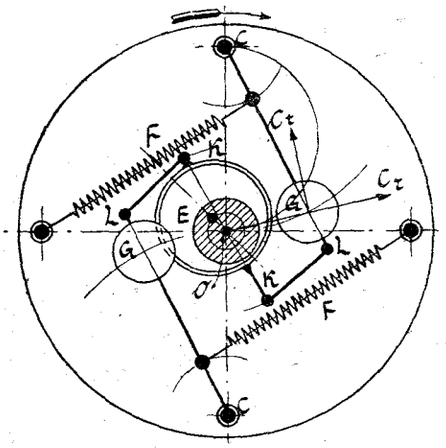


Фиг. 1.

коническими, такъ какъ ручка OG такого регулятора описываетъ при вращеніи коническую поверхность. Однако, названіе центробѣжныхъ регуляторовъ издавна установилось за ними, почему оно и удержано въ дальнѣйшемъ. Tolle [5]) называетъ эти регуляторы муфтовыми, но такой терминъ въ Россіи мало употребителенъ. Въ центробѣжномъ регуляторѣ движеніе грузовъ G, при помощи муфты A, передается дроссельному клапану или распредѣлительному механизму машины.

Ко второму классу, нынѣ все болѣе и болѣе входящему въ употребленіе, относятся тѣ регуляторы, большею частью съ горизонтальною осью, въ которыхъ грузъ G, качаясь, при измѣненіи скорости, вокругъ оси C, параллельной оси вращенія O регулятора, движется все время въ одной и той же плоскости, именно—въ плоскости вращенія, перпендикулярной къ оси вращенія регулятора (фиг. 2). Такіе регуляторы называются плоскими; менѣе характерны и менѣе приняты названія: осевые, эксцентриковые, маховиковые регуляторы (Flachreg-

ler или Achsenregler; Règulateurs volants; Shaft governors). Въ обыкновенномъ плоскомъ регуля-



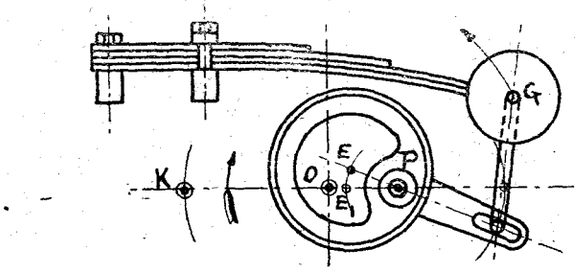
Фиг. 2.

торѣ движеніе грузовъ, при помощи тягъ KL передается эксцентрику E, свободно сидящему на валу машины.

Въ центробѣжномъ регуляторѣ (фиг. 1) имѣетъ значеніе, въ качествѣ перестанавливающей силы, лишь нормальная сила инерціи—центробѣжная сила C_r. Дѣйствіе тангенціальной силы инерціи C_t выражается, очевидно, лишь въ косомъ нажатіи шарнировъ, т. е. мѣшаетъ регулятору, увеличивая его собственное сопротивленіе перестановкѣ. Центробѣжная сила C_r уравновѣшивается вѣсомъ груза G или груза G и муфты A въ грузовыхъ регуляторахъ, нынѣ почти оставленныхъ. Гораздо чаще уравновѣшиваютъ C_r при помощи пружины, продольной F_1 или поперечной F_2. Такіе регуляторы, въ противоположность грузовымъ, называются пружинными; они могутъ работать и при горизонтальномъ расположеніи оси вращенія OO.

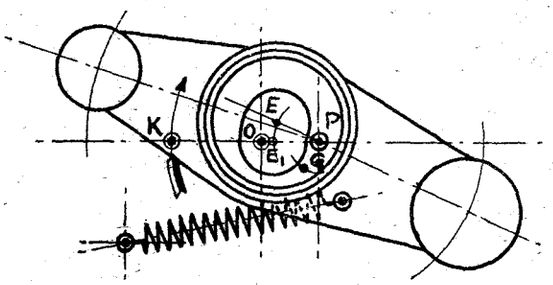
Наоборотъ, въ плоскомъ регуляторѣ, устройство котораго и связь съ машиной гораздо проще, чѣмъ у центробѣжнаго, дѣйствуютъ всѣ силы инерціи, какъ нормальныя, такъ и тангенціальныя. Вслѣдствіе этого теорія и расчетъ плоскаго регулятора оказываются значительно сложнѣе, чѣмъ центробѣжнаго, вопреки общепринятому взгляду, проводимому въ популярныхъ книгахъ по паровымъ машинамъ [6]), гдѣ вообще расчетъ регуляторовъ излагается далеко не безупречно, а расчетъ плоскихъ регуляторовъ или совершенно отсутствуетъ или изложенъ прямо невѣрно. Обстоятельство это хорошо извѣстно каждому инженеру, имѣвшему дѣло съ проектированіемъ и постройкой плоскихъ регуляторовъ.

Подробное изслѣдованіе силъ, дѣйствующихъ въ плоскомъ регуляторѣ, произведено ниже; на фиг. 2 схематически показаны: нормальная сила инерціи C_r груза G, существующая при равномѣрномъ вращеніи регулятора вокругъ оси вращенія O и уравновѣшиваемая относительно оси шарнира C натяженіемъ пружины F;—и тангенціальная сила инерціи C_t, появляющаяся лишь при измѣненіи угловой скорости вращенія регулятора. Одновременно появляется и поворотный моментъ L_t отъ силъ инерціи, зависящій отъ углового ускоренія и момента инерціи груза. Для лучшаго выясненія дѣла на фиг. 3 и 4 показаны два типа плоскихъ регуляторовъ, въ которыхъ ясно видно дѣйствіе силъ C_t и момента L_t. На фиг. 3 показанъ регуляторъ Robb-Armstrong,



Фиг. 3.

примѣняемый американской фирмой Ball Engine Co, въ которомъ къ нормальной силѣ инерціи присоединяется весьма большая тангенціальная сила инерціи. На фиг. 4 показанъ регуляторъ Rites, въ которомъ



Фиг. 4.

и нормальная и тангенціальная сила инерціи весьма малы, такъ какъ центръ тяжести груза G находится очень близко къ центру вала O и моменты этихъ двухъ силъ также очень малы, вслѣдствіе малости

плеча PG. За то здѣсь чрезвычайно великъ моментъ инерціи груза вокругъ P, вслѣдствіе чего, при измѣненіи скорости вращенія регулятора, появляется большой поворотный моментъ L_t.

Слѣдуетъ обратить вниманіе на то, что нормальная сила инерціи C_r всегда существуетъ во вращающемся регуляторѣ и зависитъ отъ его угловой скорости, въ то время какъ тангенціальная сила инерціи C_t и поворотный моментъ отъ силъ инерціи L_t появляются лишь при существованіи углового ускоренія, т. е. при измѣненіи скорости вращенія машины, и не зависятъ непосредственно отъ его угловой скорости. Вслѣдствіе этого каждый регуляторъ долженъ быть такъ построенъ, чтобы въ немъ существовала нормальная сила инерціи (центробѣжная сила), зависящая отъ угловой скорости вращенія и непосредственно исполняющая назначеніе регулятора—установку притока движущей силы въ зависимости отъ угловой скорости вращенія машины. Въ помощь нормальной силѣ инерціи, въ моментъ измѣненія угловой скорости, могутъ служить тангенціальная сила инерціи или поворотный моментъ отъ углового ускоренія, при чемъ въ нѣкоторыхъ конструкціяхъ послѣдній получаетъ преобладающее значеніе.

Какъ видно изъ фиг. 2, при указанномъ стрѣлкой направленіи вращенія, тангенціальная сила инерціи тогда будетъ помогать нормальной, когда центръ тяжести груза G лежитъ внѣ полуокружности, описанной на OC какъ на діаметрѣ. При вращеніи въ противоположную сторону центръ тяжести груза G долженъ лежать внутри той же полуокружности.

Такіе регуляторы, дѣйствіе которыхъ зависитъ главнѣйше отъ тангенціальной силы инерціи или отъ поворотнаго момента отъ углового ускоренія, называются инерціонными (Beharrungsregler, Régulateur d'Inertie, Inertia Governor).

Проф. Грдина [7]) предлагаетъ называть ихъ тангенціальными регуляторами, что слѣдовало бы признать вполнѣ раціональнымъ, такъ какъ главное отличіе ихъ отъ обыкновенныхъ регуляторовъ, дѣйствующихъ нормальными силами инерціи, заключается въ пользованіи тангенціальной силой инерціи. Однако въ дальнѣйшемъ удержано названіе инерціонныхъ регуляторовъ, какъ установившееся на практикѣ и въ литературѣ.

Инерціонная масса, въ видѣ колеса или рычага съ двумя тяжелыми грузами, какъ на фиг. 4, можетъ быть добавлена къ центробѣжному или плоскому регулятору, но почти исключительное распространеніе получили именно плоскіе инерціонные регуляторы, подробно разсмотрѣнные ниже.

Что касается достоинствъ и недостатковъ плоскихъ регуляторовъ, то таковые выяснятся впослѣдствіи, послѣ подробнаго изученія ихъ. Самое изученіе плоскихъ регуляторовъ удобно раздѣлить на три части. Сначала будетъ разобрана кинематика плоскаго регулятора, другими словами—кинематическая связь частей плоскаго регулятора между собой и съ распредѣлительнымъ механизмомъ, при чемъ будутъ попутно разсмотрѣны нѣкоторыя наиболѣе типичныя и распространенныя конструкціи. Во второй части будетъ произведено статическое изслѣдованіе плоскаго регулятора, т. е. будутъ опредѣлены условія равновѣсія силъ внутри регулятора при равномѣрномъ вращеніи его съ опредѣленною угловою скоростью. Затѣмъ въ третьей части будетъ разсмотрѣно движеніе регулятора при нарушеніи его равновѣсія, сначала при постоянной угловой скорости вращенія, а затѣмъ—въ связи съ движеніемъ машины. Это составитъ динамику плоскаго регулятора, значеніе которой не уступаетъ по своей важности для практики статическому расчету.

Наконецъ въ послѣдней главѣ будутъ вкратцѣ указаны способы проектированія плоскаго регулятора и провѣрки его статическихъ и динамическихъ качествъ, на основаніи изложенной въ предыдущихъ главахъ теоріи, а самое приложеніе выведенной теоріи будетъ пояснено примѣрами расчета плоскихъ регуляторовъ, главные размѣры которыхъ взяты изъ дѣйствительности.

II. КИНЕМАТИКА ПЛОСКАГО РЕГУЛЯТОРА.

§ 1. Типы плоскихъ регуляторовъ.

Какъ было уже указано, въ плоскихъ регуляторахъ грузы движутся, подъ вліяніемъ силъ инерціи, вокругъ шарнировъ, оси которыхъ параллельны оси вращенія регулятора. Движеніе это въ большинствѣ случаевъ передается эксцентрику, свободно охватывающему валъ машины, въ рѣдкихъ случаяхъ—кулачной шайбѣ или тягамъ распредѣлительнаго механизма, работающаго съ расцѣпленіемъ.

Разсматривая прямолинейное движеніе, какъ вращеніе вокругъ безконечно удаленной оси, слѣдовательно не выдѣляя регуляторовъ съ прямолинейно движущимися грузами въ особую кинематическую группу, можемъ всѣ плоскіе регуляторы раздѣлить

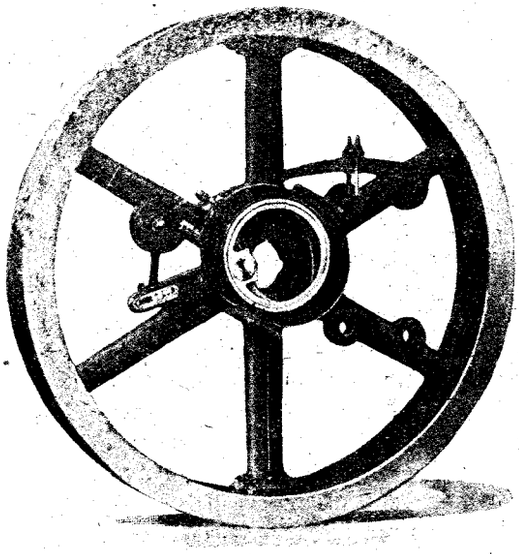
на три группы, сообразно съ отношеніемъ ихъ къ дѣйствію силъ тяжести и силъ инерціи:

1 группа: имѣется одинъ грузъ, вѣсъ котораго уравновѣшенъ вѣсомъ эксцентрика и его хомута.

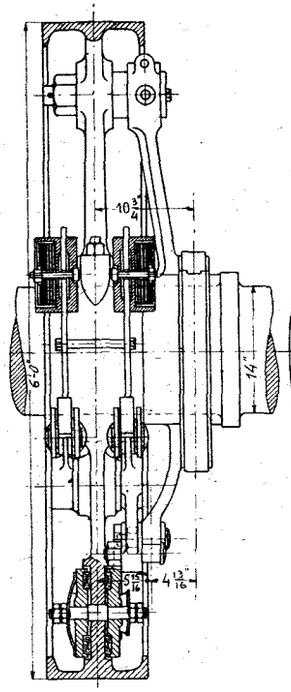
2 группа: имѣются два груза, взаимно уравновѣшенные. Эксцентрикъ и его хомутъ уравновѣшены отдѣльнымъ грузомъ. Сюда же можно отнести и регуляторы Frikart'a, съ 2—4 грузами и пружинами.

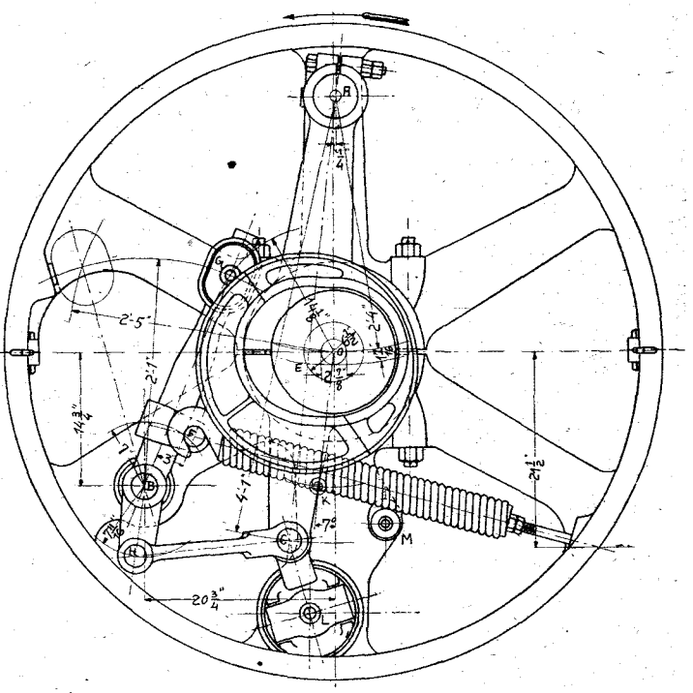
распредѣленія, а потому дальше и разсмотрѣнъ въ связи съ періодами распредѣленія.

Менѣе существенное значеніе имѣетъ число и родъ пружинъ. Чаще всего встрѣчаются винтовыя пружины, работающія на крученіе, рѣже—листовыя рессоры, работающія на изгибъ. Въ самое послѣднее время вошли въ употребленіе спиральныя пружины, работающія на изгибъ.



Фиг. 5.





Фиг. 6.

3 группа: имѣется инерціонная масса, служащая для развитія тангенціальной силы инерціи. Эту группу можно въ свою очередь раздѣлить на два класса, въ зависимости отъ того, имѣется ли инерціонная масса въ видѣ одного или двухъ рычаговъ съ инерціонными грузами, или въ видѣ колеса.

Первыя двѣ группы представляютъ собственно плоскіе регуляторы, дѣйствующіе главнымъ образомъ нормальною силою инерціи; тангенціальная сила инерціи имѣетъ здѣсь второстепенное значеніе, иногда даже противодѣйствуетъ нормальной силѣ. Третья группа обнимаетъ всѣ плоскіе инерціонные регуляторы.

Во всѣхъ трехъ группахъ грузъ можетъ дѣйствительно качаться вокругъ своего шарнира или можетъ двигаться прямолинейно, что не имѣетъ особаго значенія для насъ. Наоборотъ, способъ перестановки центра эксцентрика имѣетъ большое вліяніе на фазы

На фиг. 3 показана схема регулятора I группы, системы Robb-Armstrong; P—шарниръ, O—центръ вала, E—центръ эксцентрика, G—грузъ, K—кривошипъ. Направленіе вращенія, при которомъ тангенціальная сила инерціи помогаетъ нормальной, показано стрѣлкой возлѣ K; стрѣлка у G показываетъ направленіе тангенціальной силы инерціи при увеличеніи скорости машины.

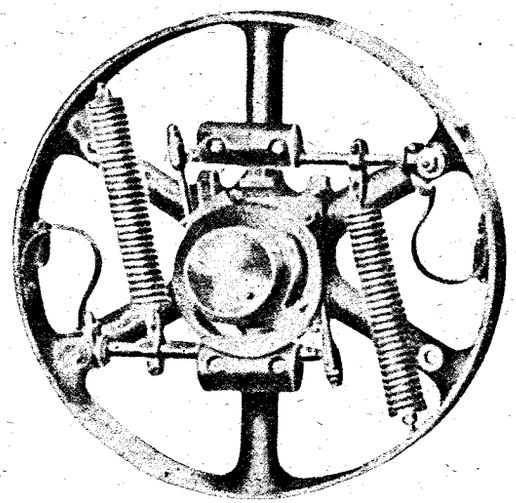
Общій видъ этого регулятора показанъ на фиг. 5, въ исполненіи завода Ball Engine C°, Erie, Pennsylvania, U. S. A. Здѣсь грузъ укрѣпленъ непосредственно на листовой рессорѣ, эксцентрикъ качается вокругъ цапфы, укрѣпленной въ маховикѣ. Это одинъ изъ наилучшихъ по своей простотѣ и прекрасному дѣйствію регуляторовъ. Достоинства регулятора выяснятся нѣсколько ниже, простота же его очевидна. Видные на колесѣ приливы съ просверленными

отверстіями служатъ для перестановки регулятора, при вращеніи его въ противоположную сторону.

Представленный на фиг. 6 регуляторъ Williams'a [8]), въ исполненіи завода The William Tod C°, Youngstown, Ohio, U. S. A., относится тоже къ первой группѣ и употребляется преимущественно для заводскихъ машинъ средняго и крупнаго размѣровъ. Во избѣжаніе бокового защемленія шарниpовъ, грузъ и пружина раздѣлены на два комплекта, расположенные симметрично относительно средней плоскости колеса регулятора. Винтовая пружина работаетъ на растяженіе; эксцентрикъ качается вокругъ цапфы A, грузъ G вокругъ цапфы B; L представляетъ тормазъ, назначеніе котораго разобрано ниже.

Къ 1 группѣ принадлежатъ также старые регуляторы Sweet (американскій), Strnad (нѣмецкій) и Lecouteux et Garnier (французскій), обычно описываемые въ курсахъ паровыхъ машинъ.

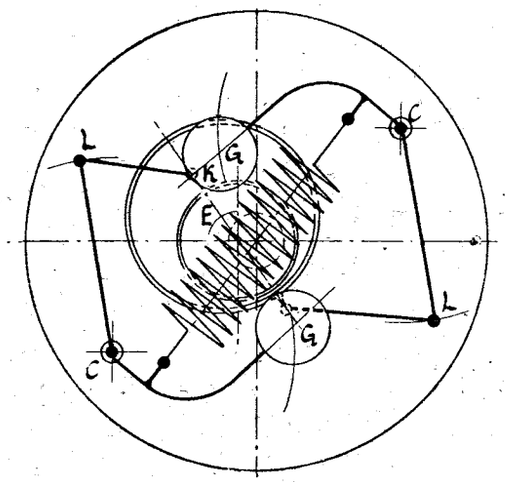
Представителемъ 2 группы можетъ служить регуляторъ Buckeye Engine C°, Salem, Ohio, U. S. A., показанный на фиг. 7. Эксцентрикъ поворачивается



Фиг. 7.

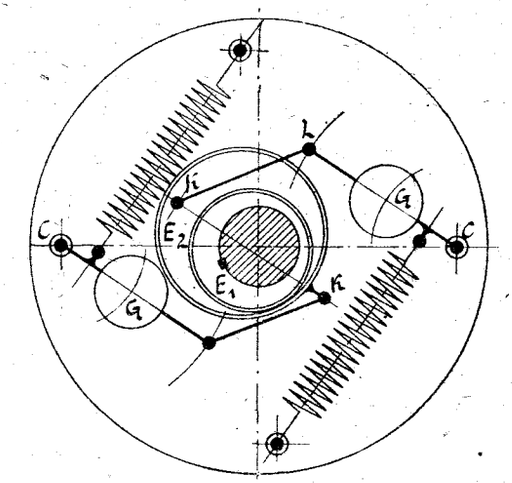
вокругъ главнаго вала, такъ что измѣняется лишь его уголъ опереженія, эксцентриситетъ же остается постояннымъ. Кромѣ главныхъ винтовыхъ пружинъ, имѣются еще вспомогательныя плоскія пружинки, укрѣпленныя къ ободу колеса. Назначеніе ихъ будетъ объяснено ниже.

Къ этой же 2 группѣ принадлежатъ многочисленные нѣмецкіе регуляторы. На фиг. 8 показана схема регулятора Proell, Dresden, съ центральной винтовой пружиной. Слѣдовательно, такой регуляторъ можетъ быть расположенъ лишь на концѣ вала. Въ старыхъ регуляторахъ Proell'я пружина работала на сжатіе, при чемъ она состояла изъ двухъ частей, упирающихся концами на валъ, почему регуляторъ можно было установить и не на концѣ вала. Въ настоящее



Фиг. 8.

время чаще устраиваютъ регуляторъ Proell-Doerfel съ 2 пружинами, работающими на растяженіе, по схемѣ фиг. 9. Въ регуляторахъ Proell'я и Doerfel-

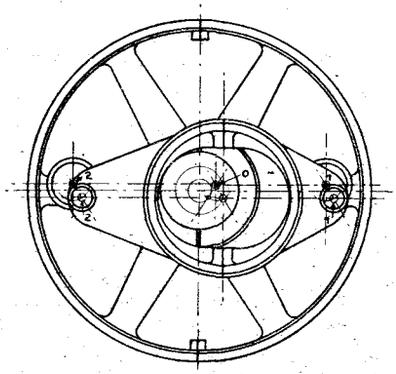


Фиг. 9.

Proell'я эксцентрикъ качается вокругъ другого эксцентрика, меньшаго діаметра и заклиненнаго на валу.

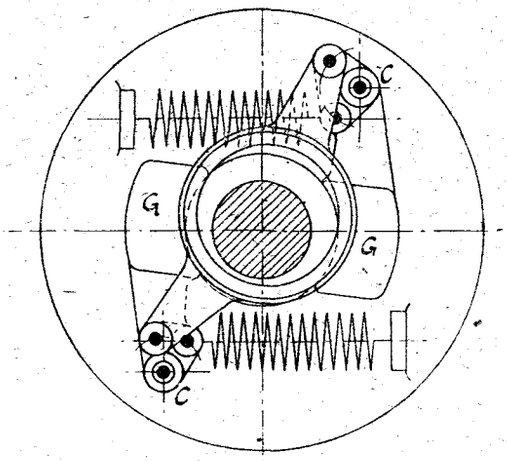
Весьма похожъ на только что описанные регуляторъ Sondermann'a, отличающійся лишь способомъ перестановки эксцентрика, показаннымъ на фиг. 10. Центръ переставляемаго эксцентрика качается во-

кругъ точки O, находимой яснымъ изъ чертежа построеніемъ.



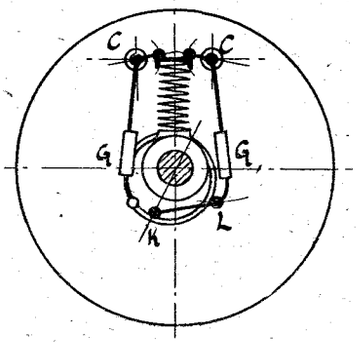
Фиг. 10.

Въ регуляторѣ локомобилей R. Wolf, Magdeburg-Buckau, схематически показанномъ на фиг. 11,



Фиг. 11.

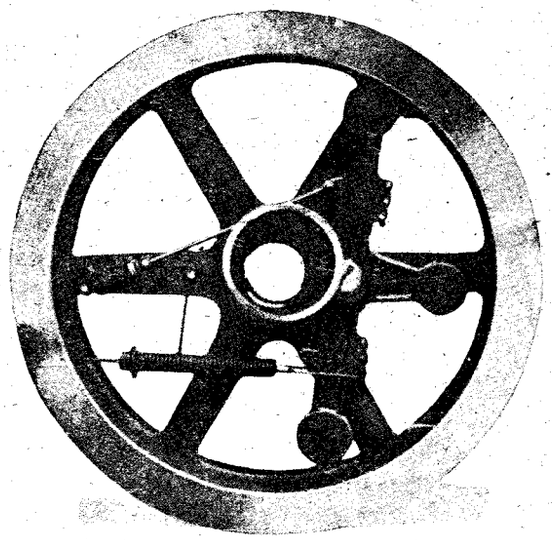
способъ перестановки эксцентрика совершенно такой же, какъ и на фиг. 10.



Фиг. 12.

Въ регуляторѣ локомобилей Badenia, Weinheim, Baden, показанномъ на фиг. 12, имѣются два груза и одна центрально расположенная пружина, работающая на сжатіе. Эксцентрикъ качается вокругъ другого эксцентрика, заклиненнаго на валу, при чемъ онъ соединенъ тягой лишь съ однимъ грузомъ. Этимъ изобрѣтатель намѣренъ устранить возможность защемленія цапфы при не вполнѣ точной сборкѣ. Однако при такой конструкціи не устранено неравномѣрное давленіе на пружину, а слѣдовательно и ея перекашиваніе. Вообще этотъ регуляторъ представляетъ нѣсколько упрощенную конструкцію стараго регулятора Proell'я.

Наиболѣе простымъ представителемъ 3 группы является регуляторъ Rites, показанный на фиг. 4. Онъ имѣетъ одинъ инерціонный рычагъ, вращающійся вокругъ цапфы P; E—центръ эксцентрика, O—центръ вала, K—кривошипъ, G—центръ тяжести инерціоннаго рычага. Регуляторъ этотъ строится нѣсколькими десятками американскихъ заводовъ и отличается своей простотой и точной регулировкой.



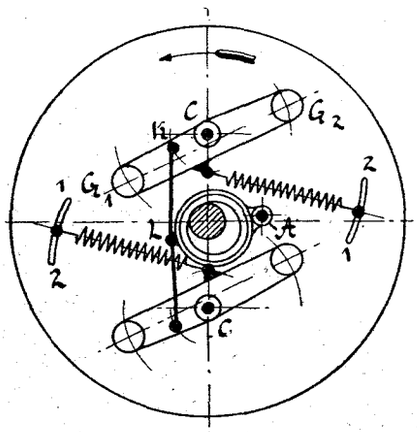
Фиг. 13.

На фиг. 13 показанъ регуляторъ Rites въ томъ видѣ, въ какомъ его строитъ заводъ Ridgeway Co., Ridgeway, Pa., U. S. A.

Единственное отличіе заключается въ томъ, что добавленъ противовѣсъ, въ видѣ груза на короткомъ плечѣ, для уравновѣшенія эксцентрика. На фиг. 13 ясно виденъ катарактъ или жидкій тормазъ для уменьшенія колебаній регулятора.

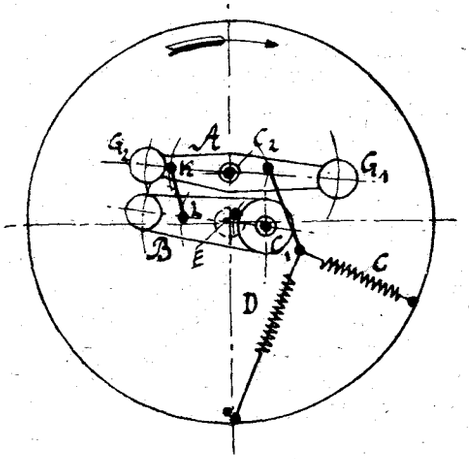
На фиг. 14 показанъ регуляторъ Hershey and Allen фирмы Harrisburg Machine Works, Harrisburg, Pa., U. S A. Этотъ регуляторъ имѣетъ два инерціонныхъ рычага; грузъ G_1 тяжелѣе груза G_2. Эксцен-

трикъ качается вокругъ цапфы A, C—цапфы инерціонныхъ рычаговъ.



Фиг. 14.

На фиг. 15 показанъ однородный регуляторъ завода American Engine Co., Bound Brook, N. J.,

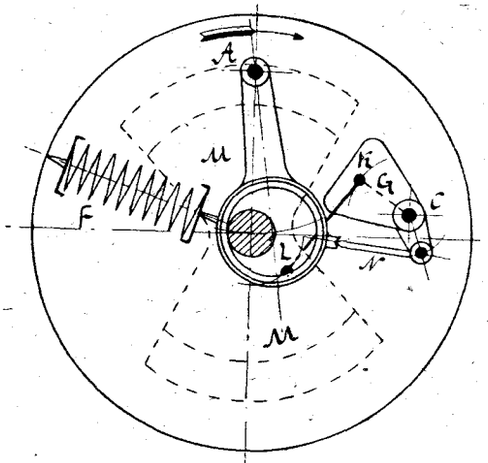


Фиг. 15.

U. S. A. Рычагъ B служитъ лишь для уравновѣшенія рычага A; центръ тяжести рычага B почти совпадаетъ съ центромъ вала, такъ что рычагъ B не развиваетъ сколько нибудь замѣтной центробѣжной силы. Цапфа рычага B—C_1, цапфа рычага A—C_2. Оригинально расположеніе двухъ пружинъ C и D, подъ угломъ другъ къ другу; цѣль такой конструкціи выяснится ниже. Вмѣсто эксцентрика, здѣсь на рычагѣ B поставлена небольшая цапфочка E, на которую надѣвается головка эксцентриковой тяги. Разумѣется, это возможно лишь тогда, когда регуляторъ расположенъ на концѣ вала.

Въ самое послѣднее время получили распространеніе плоскіе инерціонные регуляторы, въ которыхъ инерціонная масса исполнена въ видѣ колеса или кольца. Сюда относятся, кромѣ стариннаго регулятора Bancroft and Lewis, многіе новѣйшіе регуляторы.

На фиг. 16 показанъ плоскій инерціонный регуляторъ Московскаго завода бр. Бромлей, предста-

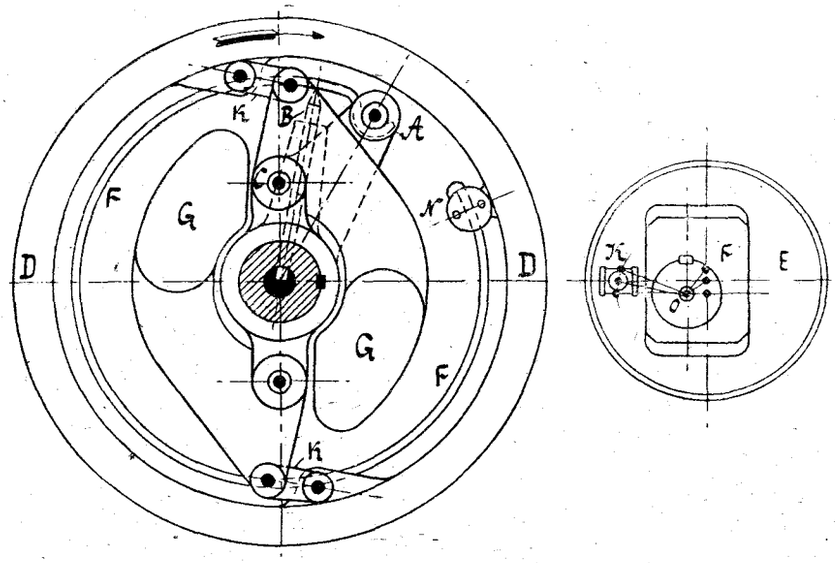


Фиг. 16.

вляющій переходъ къ этому типу регуляторовъ. Здѣсь G обозначаетъ центробѣжный грузъ, соединенный тягой KL съ инерціонной массой M, исполненной въ видѣ неполнаго колеса. Ось качанія этой массы совпадаетъ съ осью вала; пружина работаетъ на сжатіе, уравновѣшивая при помощи рычага N центробѣжную силу груза G.

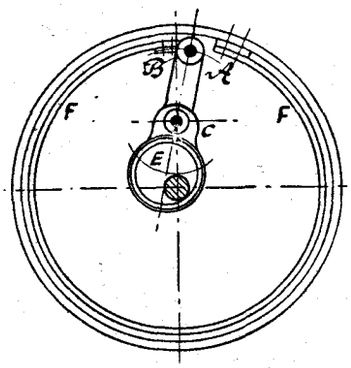
Изъ нѣмецкихъ регуляторовъ прежде всего слѣдуетъ указать на конструкцію Lentz'a (фиг. 17), получившую громадное распространеніе въ Германіи. Такъ какъ центръ тяжести инерціоннаго кольца совпадаетъ съ его центромъ вращенія, то получается лишь поворотный моментъ, зависящій отъ углового ускоренія, почему приходится ставить отдѣльные грузы G, для полученія нормальной силы инерціи, зависящей отъ угловой скорости. Здѣсь имѣется спиральная пружина F, работающая на изгибъ; одинъ конецъ ея A прикрѣпленъ неподвижно къ заклиненному на валу рычагу, другой—N прикрѣпленъ къ инерціонному колесу D. Центробѣжные грузы G качаются вокругъ цапфъ C, укрѣпленныхъ на томъ же рычагѣ, а въ точкахъ K соединяются тягами съ инерціоннымъ кольцомъ D. Послѣднее большею частью устраивается въ видѣ кожуха регулятора. Эксцентрикъ скользитъ при перестановкѣ

по заклиненному на валу кулаку F, при помощи камня K, скользящаго въ прорѣзѣ эксцентрика, какъ показано на правой фигурѣ.



Фиг. 17.

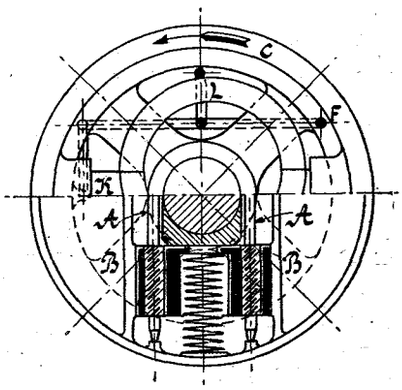
Нѣсколько похожъ на регуляторъ Lentz'a примѣняемый Коломенскимъ заводомъ регуляторъ небольшихъ локомобилей съ машиной прямого тока, системы Stumpf'a [9]), работающій при большомъ числѣ оборотовъ (фиг. 18). Здѣсь качающійся вокругъ



Фиг. 18.

цапфы C эксцентрикъ E соединенъ у B со спиральной пружиной F, прикрѣпленной въ A къ ободу маховика. Разумѣется, такой упрощенный регуляторъ, совершенно не уравновѣшенный относительно силъ тяжести (см. ниже), можетъ примѣняться лишь въ небольшихъ быстроходныхъ машинахъ.

Одинъ изъ новѣйшихъ регуляторовъ Strnad'a, показанный на фиг. 19, даетъ прямолинейную перестановку эксцентрика, при прямолинейномъ передвиженіи центробѣжныхъ грузовъ. Винтовыя пру-



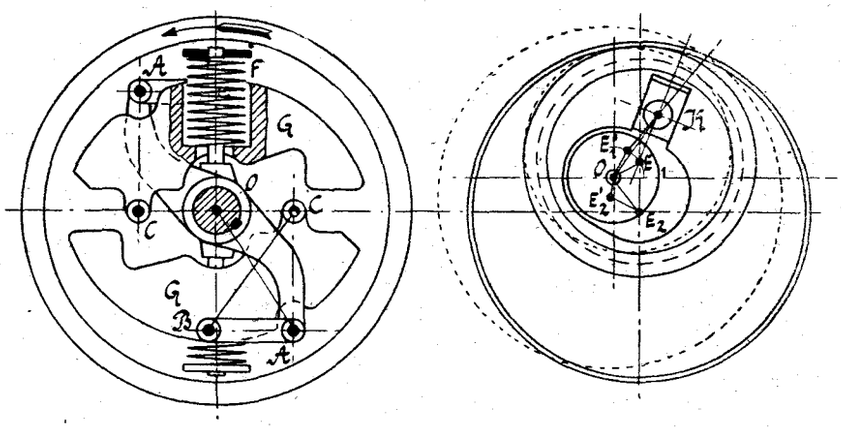
Фиг. 19.

жины, расположенныя радіально, работаютъ на сжатіе. Эксцентрикъ укрѣпленъ непосредственно къ одному изъ грузовъ; тотъ же грузъ, при помощи тягъ K, L и F, соединенъ съ инерціонной массой, сдѣланной въ видѣ колеса; цапфа F закрѣплена на кожухѣ регулятора. Для того, чтобы оба груза двигались одновременно и симметрично, сквозь нихъ пропущены тяги A съ крутой винтовой нарѣзкой, правой съ одного конца и лѣвой—съ другого. Эксцентрикъ скользитъ между направляющими B.

Весьма похожа на обѣ предыдущія конструкція регулятора Recke, отличающаяся главнымъ образомъ тѣмъ, что въ ней перестанавливается регуляторомъ внутренній эксцентрикъ, соотвѣтствующій заклиненному эксцентрику регулятора Proell'я.

Слѣдуетъ еще указать на инерціонный регуляторъ Paul H. Müller, Hannover, часто употребляемый въ Германіи (фиг. 20). Онъ имѣетъ два груза G, направляемые по радіусу при помощи „лемнискоидныхъ рычаговъ“, какъ выражается изобрѣтатель. Это не что иное, какъ извѣстный изъ прикладной механики инверсоръ Hart'a [10]), въ видѣ антипараллелограмма. Одна изъ постоянныхъ точекъ—O—центръ вала, другая постоянная точка—цапфа на рычагѣ A, заклиненномъ на валу. Кожухъ регулятора, въ видѣ коробки, свободно надѣтой на валъ, служитъ инерціонной массой; цапфы C укрѣплены

въ этомъ кожухѣ. Пружины располагаются радіально и непосредственно воспринимаютъ центробѣжную силу грузовъ. Движеніе грузовъ передается эксцентрикамъ при помощи трубы, свободно охватывающей распредѣлительный валъ клапаннаго механизма, и соединенной на одномъ концѣ съ инерціонной ко-



Фиг. 20.

робкой, на другомъ—съ внутреннимъ эксцентрикомъ E_1, свободно сидящимъ на валу. Этотъ внутренній эксцентрикъ E_1 охватывается наружнымъ эксцентрикомъ E_2, направляемымъ при помощи особаго камня K, могущаго скользить въ прорѣзѣ наружнаго эксцентрика E_2. Камень K надѣтъ на неподвижно укрѣпленную къ валу цапфу. Приблизительно получается прямолинейная перестановка эксцентрика. При довольно удачномъ расположеніи частей, регуляторъ Müller'a обладаетъ недостаткомъ, присущимъ, впрочемъ, большинству нѣмецкихъ конструкцій—излишнею сложностью.

§ 2. Вліяніе способа перестановки эксцентрика на фазы распредѣленія.

Траекторія, описываемая центромъ эксцентрика при перестановкѣ его плоскимъ регуляторомъ, называется кривой вершинъ [11]). Въ регуляторахъ Lentz'a и Strnad'a (фиг. 17 и 19) кривая вершинъ обращается въ прямую, въ остальныхъ—большею частью дуга окружности.

Въ регуляторѣ Buckeye (фиг. 7) центръ кривой вершинъ совпадаетъ съ центромъ вала; въ регуляторахъ Proell'я (фиг. 8 и 9) и Sondermann'a (фиг. 10) центръ кривой вершинъ лежитъ вблизи центра вала, въ регуляторѣ Williams'a (фиг. 6)—на большомъ разстояніи отъ послѣдняго. Другими словами, кривая вершинъ можетъ быть или прямолинейной или дугой окружности большей или меньшей кривизны. Изрѣдка встрѣчается болѣе сложный видъ кривой вершинъ, напр. въ видѣ части восьмерки, весьма близкой къ прямой линіи (регуляторы Stein'a и Fitchburg). Если имѣются два эксцентрика, то чаще всего переставляется плоскимъ регуляторомъ наружный эксцентрикъ, рѣже—внутренній, при чемъ наружный эксцентрикъ направляется или особымъ рычагомъ или кулиснымъ камнемъ (регуляторъ Müller'a, фиг. 20). Еще рѣже встрѣчаются конструкціи, при которыхъ одновременно переставляются оба эксцентрика, въ противоположныя стороны.

Если кривая вершинъ представляетъ прямую E_1 E_3, перпендикулярную къ направленію кривошипа OK (фиг. 21), то, какъ видно изъ діаграммы Цейнера, линейное опереженіе впуска остается постояннымъ, такъ какъ тогда будетъ

$$r \cdot \sin \delta = e + V_e = \text{const.},$$

гдѣ V_e — линейное опереженіе впуска,

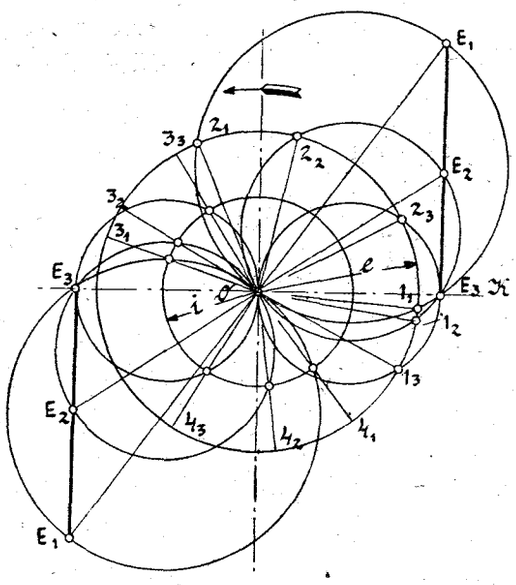
r—эксцентриситетъ эксцентрика,

δ—уголъ опереженія эксцентрика,

e - внѣшняя перекрыша золотника (перекрыша впуска).

Съ увеличеніемъ угла опереженія уменьшается эксцентриситетъ и уменьшается наполненіе. Угловое предвареніе впуска при этомъ возростаетъ и абсолютное нулевое наполненіе недостижимо. Поэтому такая кривая вершинъ допустима только въ тѣхъ случаяхъ, когда нечего опасаться разноса машины, слѣдовательно въ двигателяхъ, непосредственно соединенныхъ съ машиной—орудіемъ и работающихъ

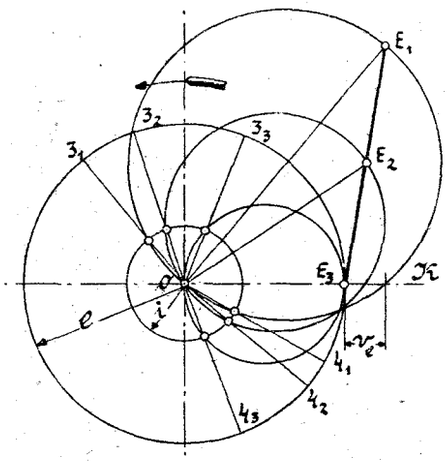
безъ конденсаціи. Если тотъ же эксцентрикъ управляетъ выпускомъ, то, какъ видно изъ фиг. 21, съ



фиг. 21.

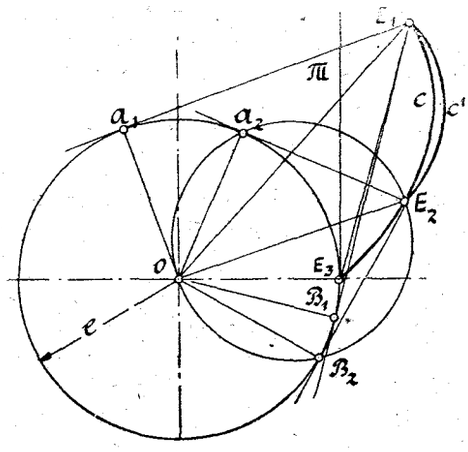
уменьшеніемъ наполненія сильно возрастаютъ опереженіе выпуска и сжатіе. Увеличеніе сжатія полезно въ томъ отношеніи, что ускоряетъ регулированіе, такъ какъ площадь индикаторной діаграммы уменьшается не только сверху, со стороны кривой впуска, но и снизу, со стороны кривой сжатія. Чрезмѣрному возрастанію давленія сжатія до нѣкоторой степени противодѣйствуетъ увеличеніе предваренія выпуска, идущее одновременно съ возрастаніемъ сжатія (фиг. 21). На этой фигурѣ точка 1 означаетъ начало впуска, 2—конецъ впуска, 3—начало выпуска, 4—конецъ выпуска. Значки примъ относятся къ соотвѣтственнымъ кругамъ эксцентрика; e—перекрыша впуска, i—перекрыша выпуска.

Если кривая вершинъ представляетъ прямую, наклонную къ направленію кривошипа ОК, и проходящую чрезъ точку E_3 пересѣченія окружности e съ направленіемъ кривошипа ОК, то, какъ видно изъ діаграммы Цейнера (фиг. 22), можно получить абсолютное нулевое наполненіе. Линейное предвареніе впуска уменьшается при этомъ отъ наибольшей величины v_e до нуля. На фиг. 22 показана отрицательная внутренняя перекрыша, весьма часто примѣняемая, какъ наиболѣе дѣйствительное средство для уменьшенія чрезмѣрнаго сжатія. Отрицательная перекрыша не должна быть слишкомъ велика, иначе предвареніе выпуска возрастаетъ слишкомъ быстро. Показанная на фиг. 22 перекрыша—i черезчуръ велика, такъ какъ выпускъ начинается почти сейчасъ же послѣ отсѣчки.



Фиг. 22.

Переходя къ разсмотрѣнію криволинейной кривой вершинъ, замѣтимъ прежде всего, что при ней плоскій регуляторъ получается проще, вслѣдствіе замѣны прямолинейныхъ направляющихъ, кулиссныхъ камней и прочихъ частей, простымъ шарниромъ, вокругъ котораго качается эксцентрикъ при перестановкѣ его регуляторомъ. Это же обстоятельство способствуетъ уменьшенію тренія внутри регулятора, что чрезвычайно важно для чувствительности регу-



Фиг. 23.

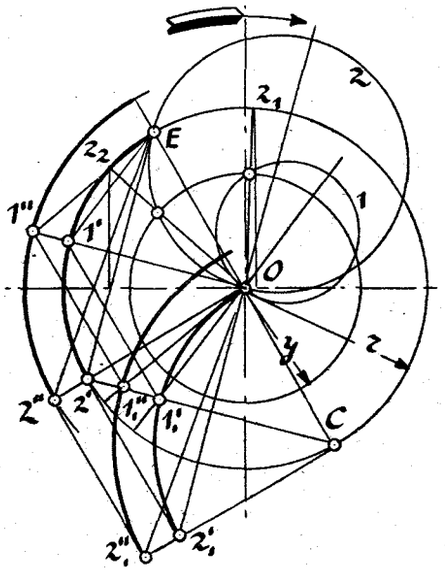
лятора. Кромѣ того, какъ видно изъ діаграммы Цейнера (фиг. 23), открытіе впускного окна въ каждый данный моментъ получается больше, чѣмъ при прямолинейной кривой вершинъ. Для упрощенія по-

строенія діаграммы замѣтимъ, что углы, опирающіеся на діаметръ—прямые, почему начало и конецъ впуска можно найти, проведя изъ центра эксцентрика E_2 касательныя къ окружности наружной перекрыши e. Такъ какъ открытія канала золотникомъ или поднятія клапана надъ сѣдломъ выражаются разностью отрѣзковъ $OE_2—e$, $OE_1—e$ и т. д., то изъ фиг. 23 сразу видна справедливость вышесказаннаго. Чѣмъ больше кривизна кривой вершинъ E_1 E_2 E_3, тѣмъ больше будутъ открытія окна при разныхъ наполненіяхъ. Однако, съ уменьшеніемъ радіуса кривизны кривой вершинъ, увеличивается, при тѣхъ же предѣлахъ наполненія, уголъ качанія эксцентрика, что увеличиваетъ размѣры регулятора. Поэтому въ крупныхъ машинахъ удобнѣе примѣнять регуляторъ съ большимъ радіусомъ кривой вершинъ, напр. регуляторъ Williams'a (фиг. 6), въ которомъ уголъ качанія эксцентрика не превосходитъ 6 градусовъ.

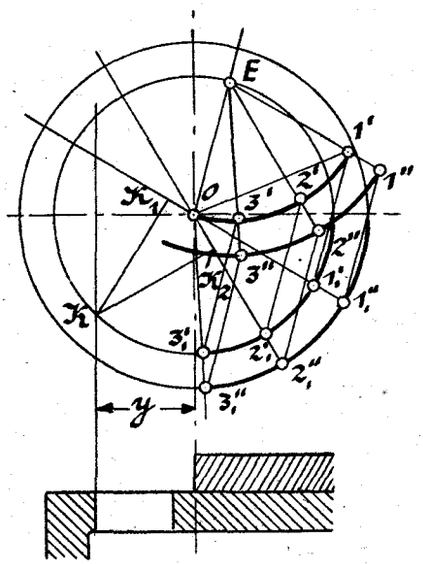
При показанной на фиг. 23 кривой вершинъ наибольшее предвареніе впуска будетъ при положеніи эксцентрика въ E_2 (точка B_2), наименьшее—при положеніи эксцентрика въ E_1 (точка B_1).

Криволинейная кривая вершинъ вообще употребляется чаще прямолинейной, на основаніи вышеуказанныхъ соображеній.

Если центръ кривой вершинъ находится въ центрѣ вала, какъ напр. въ регуляторѣ Buckeye (фиг. 7), то при этомъ измѣняется лишь уголъ предваренія эксцентрика. Такое устройство обычно примѣняется при распредѣленіи двойными золотниками, при чемъ основной эксцентрикъ заклинивается на валу, а расширительный—переставляется плоскимъ регуляторомъ. Уголъ качанія эксцентрика берется въ этомъ случаѣ около 90°, для полученія достаточныхъ предѣловъ наполненія, обычно—отъ нуля (или 5%) до 60%. При этомъ, какъ видно изъ фиг. 24, при увеличеніи угла опереженія расширительнаго эксцентрика, увеличивается и относительный эксцентриситетъ, а наполненіе уменьшается. Центръ основного эксцентрика—E, центръ расширительнаго при этомъ переходитъ изъ 1′ (1″) въ 2′ (2″), а центръ относительнаго—изъ $1_1'$ ($1_1''$) въ $2_1'$ ($2_1''$). Вслѣдствіе измѣненія относительнаго эксцентриситета, относительный путь расширительнаго золотника по основному получается разнымъ при разныхъ наполненіяхъ, что надо признать недостаткомъ конструкціи, такъ какъ при этомъ получается неравномѣрное снашиваніе трущихся поверхностей золотниковъ и является возможность образованія на нихъ уступовъ. Абсолютный путь расширительнаго золотника остается неизмѣннымъ, поэтому предыдущій недостатокъ отпадаетъ при расположеніи основного и расширительнаго золотниковъ въ отдѣльныхъ камерахъ, какъ это дѣлается въ системѣ Doerfel'я. Заводъ Buckeye, во избѣжаніе того же недостатка, прибѣгаетъ къ устройству особаго сложнаго качающагося балансира (Thompson compound rocker), при которомъ относительный путь золотниковъ все время остается неизмѣннымъ.



Фиг. 24.



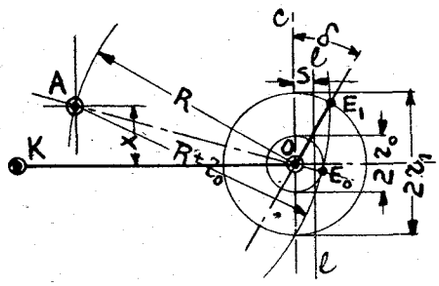
Фиг. 25.

Наоборотъ, когда центръ кривой вершинъ совпадаетъ съ центромъ основного эксцентрика, какъ въ

регуляторахъ Proell'я и Doerfel'я (фиг. 8 и 9), то центръ кривой вершинъ относительнаго эксцентрика получается въ центрѣ главнаго вала, какъ это видно изъ фиг. 25, обозначенія которой тѣ же, что и фиг. 24-ой. Относительный эксцентриситетъ получается постоянный, слѣдовательно и относительный путь золотниковъ тоже будетъ постоянный, хотя абсолютный путь измѣнится. Слѣдовательно, такое расположеніе особенно удобно для двойныхъ золотниковъ, работающихъ другъ надъ другомъ или для двойныхъ цилиндрическихъ золотниковъ. Недостатокъ этого способа—слишкомъ большой діаметръ переставного эксцентрика, охватывающаго заклиненный на валу эксцентрикъ. Поэтому иногда примѣняютъ конструкцію, показанную на фиг. 10, при которой діаметръ переставного эксцентрика получается значительно меньше. Серьги 1—1 и 2—2 (фиг. 10) располагаются такъ, чтобы центръ кривой вершинъ совпалъ съ центромъ основного эксцентрика O.

На діаграммахъ Цейнера (фиг. 24) и Мюллера (фиг. 25) предположено, что открытіе y—положительное. Часто дѣлаютъ y отрицательнымъ, напр. въ золотникахъ системы Stein'a, тогда каналы основного золотника совсѣмъ не заполняются паромъ, при всякомъ относительномъ эксцентриситетѣ, меньшемъ величины $+y$.

Обыкновенно центръ цапфы эксцентрика находится не на линіи кривошипа OK, а нѣсколько смѣщенъ (фиг. 26); причина этого вполнѣ ясна, если вспомнить все сказанное относительно фиг. 21 и

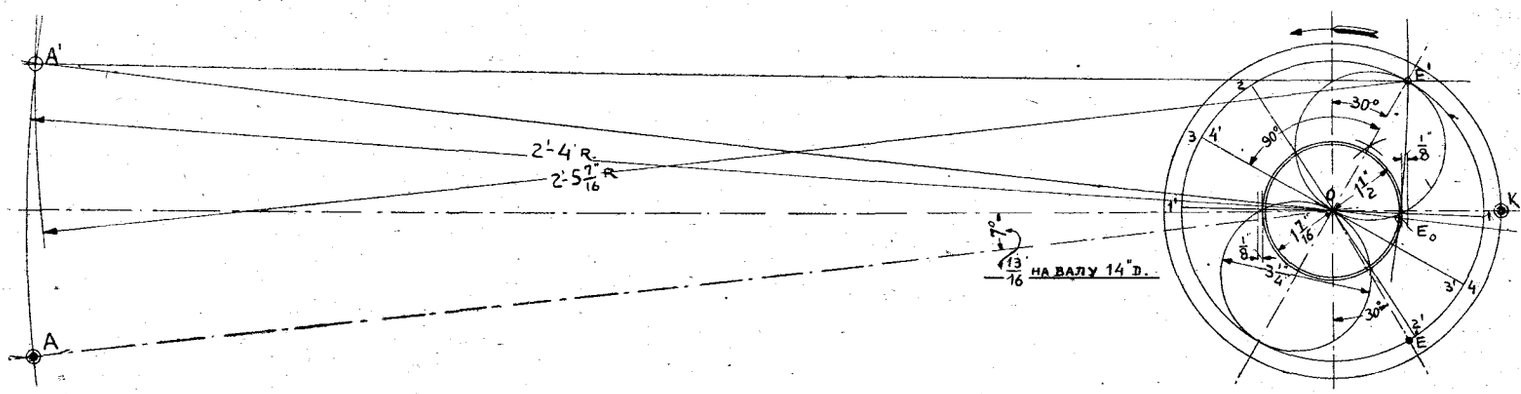


Фиг. 26.

22. Весьма часто величина смѣщенія x (фиг. 26) берется равной

$$x = \frac{1}{2}\, r_1 \,.\, \cos\,\delta,$$

тогда получаются наименьшія отклоненія величины линейнаго предваренія впуска отъ средней, какъ это видно изъ фиг. 26. Если наименьшій эксцентриситетъ r_0 больше впускной перекрыши, то нулевое наполненіе не получится. На фиг. 26 K означаетъ кривошипъ, A—цапфу качанія эксцентрика, r_1—наибольшій эксцентриситетъ.



Фиг. 27.

Наибольшій ходъ золотника	$6^1/_2''$
Наименьшій » »	$2^7/_8''$
Перекрыша впуска »	$1^1/_2$
» выпуска »	0
Линейное предвареніе впуска	$^1/_8''$
Наименьшій уголъ опереженія	30°

Наполненіе сзади	80%
» спереди	74,5%
Выпускъ сзади	94,6%
» спереди	92,1%
Сжатіе сзади	7,9%
» спереди	5,4%.

Наиболѣе общій случай кривой вершинъ—дуга окружности съ центромъ внѣ вала. Сюда относятся регуляторы: Rites (фиг. 4), Ball (фиг. 5), Williams (фиг. 6), Ridgeway (фиг. 13), Harrisburg (фиг. 14), American Engine (фиг. 15) и многіе другіе.

Если желаютъ получить нулевое наполненіе, то берутъ наименьшій эксцентриситетъ равнымъ или даже меньшимъ впускной перекрыши. Построеніе діаграммы въ этомъ случаѣ показано на фиг. 27 для регулятора Williams'a (фиг. 6). Примѣръ взятъ

изъ конструкторской практики автора и относится къ машинѣ 710 × 760 мм. (28″ × 30″) *). По прежнему точками 1, 2, 3, 4 обозначены соотвѣтственно: начало впуска, конецъ впуска, начало выпуска, конецъ выпуска,—всѣ четыре фазы для стороны крышки. Тѣ же моменты для стороны кривошипа обозначены такими же цифрами со значками примъ (1′, 2′, 3′, 4′). Цилиндрическій золотникъ устроенъ для внутренняго впуска; внутренняя перекрыша для впуска—$1\frac{1}{2}''$ (38 мм.), внѣшняя для выпуска—0″, почему линія 3—4 перпендикулярна къ средней линіи эксцентрика. Точки 3—4 и 3′—4′ на діаграммѣ относятся къ наибольшему наполненію, когда эксцентрикъ находится въ E′.

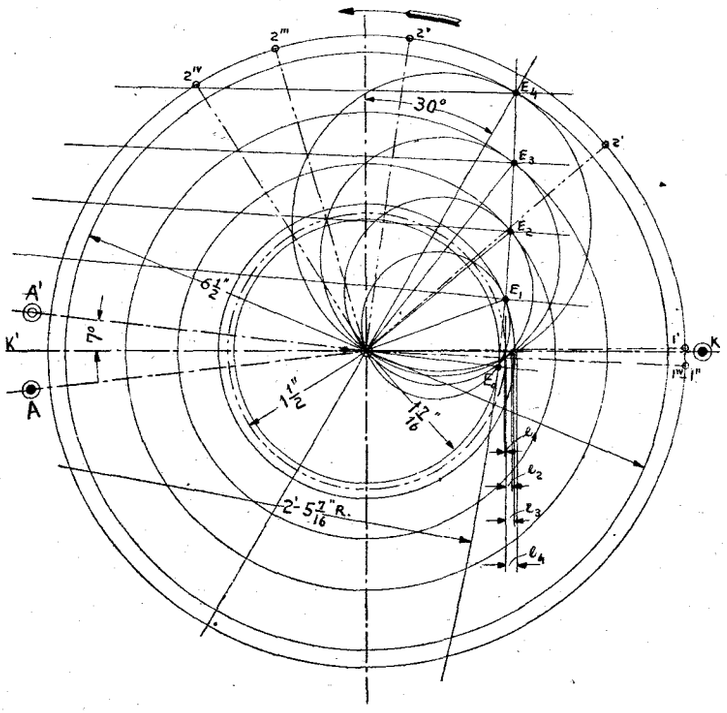
Уголъ опереженія при наибольшемъ наполненіи — 30°. Такъ какъ впускъ пара происходитъ чрезъ внутреннія кромки золотника, то дѣйствительное положеніе центра эксцентрика должно быть въ E.

Чтобы обезпечить нулевое наполненіе при крайнемъ внѣшнемъ положеніи грузовъ регулятора, во избѣжаніе разноса машины, достаточно взять эксцентриситетъ эксцентрика для этого положенія нѣсколько меньше впускной перекрыши. На діаграммѣ наименьшій эксцентриситетъ выбранъ равнымъ $1\frac{7}{16}''$ (37 мм.), слѣдовательно центръ эксцентрика при наименьшемъ наполненіи долженъ лежать на окружности радіуса $1\frac{7}{16}''$. Съ другой стороны, изъ конструкціи регулятора (фиг. 6) извѣстно, что цапфа эксцентрика находится на разстояніи 2′4″ (710 мм.) отъ центра вала. Отсюда уже легко найти положеніе цапфы A эксцентрика на діаграммѣ: она находится на пересѣченіи дуги окружности радіуса 2′4″, описанной изъ центра вала, и дуги окружности радіуса $2'4'' + 1\frac{7}{16}'' = 2'5\frac{7}{16}''$ (747 мм.), описанной изъ точки E¹. Получаемъ точку A′ и направленіе радіуса, проходящаго чрезъ цапфу A′ на діаграммѣ. Въ дѣйствительности, такъ какъ центръ эксцентрика находится въ E, то цапфа эксцентрика должна быть въ A. Итакъ направленіе радіуса OA составляетъ уголъ въ 7° съ направленіемъ кривошипа. Колесо регулятора должно быть такъ заклинено на валу машины, чтобы цапфа A слѣдовала за кривошипомъ подъ угломъ въ 173° (фиг. 6 и 27). На фиг. 27 выписаны въ видѣ таблицы періоды распредѣленія и главныя данныя механизма.

Изъ фиг. 28, относящейся къ тому же регулятору, но исполненной въ большемъ масштабѣ, видно, что какъ линейное, такъ и угловое предвареніе впуска при такомъ расположеніи измѣняются весьма мало.

*) См. примѣры расчета, § 2, глава V.

Обозначенія фиг. 28 – тѣ же, что и фиг. 27; e_1—e_4 означаетъ линейное опереженіе впуска.

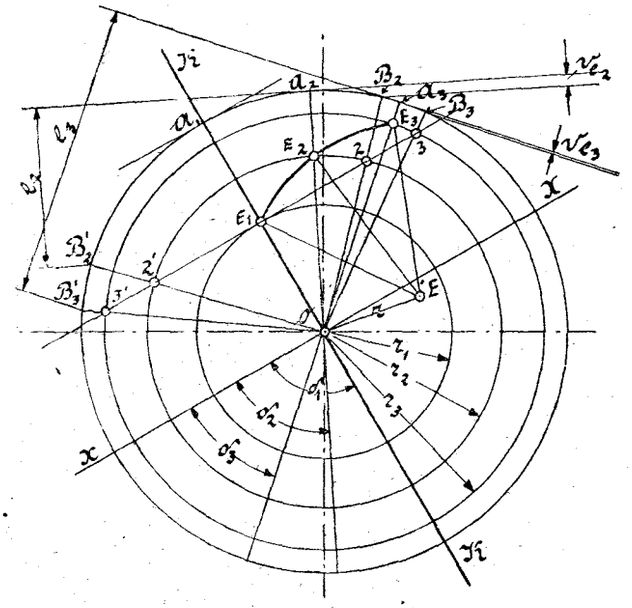


Фиг. 28.

Слѣдуетъ замѣтить, что точная установка машинныхъ частей по угламъ весьма затруднительна, почему обыкновенно предпочитаютъ давать, вмѣсто угловъ, соотвѣтствующую длину дуги окружности опредѣленнаго радіуса. Такъ какъ регуляторъ сидитъ на валу 14″ (356 мм.) діаметромъ, то на фиг. 27, рядомъ съ помѣткой—„7°“ указано: „$\frac{13''}{16}$ (20,6 мм.) на валу 14″ діаметромъ“.

При проектированіи такихъ регуляторовъ большею частью пользуются діаграммой Цейнера. Однако, если плоскій регуляторъ предназначенъ для клапаннаго механизма, то здѣсь болѣе удобной является діаграмма Мюллера, вычерчиваемая сообразно направленію эксцентриковой тяги KK въ ея среднемъ положеніи. Для примѣра на фиг. 29 приведена діаграмма Мюллера для клапаннаго распредѣленія съ плоскимъ регуляторомъ системы Proell'я, въ томъ видѣ, въ какомъ она исполняется на практикѣ. Послѣ всего сказаннаго діаграмма эта не нуждается въ подробныхъ поясненіяхъ. E означаетъ центръ заклиненнаго на распредѣлительномъ валу внутренняго эксцентрика, E_1 E_2 E_3—кривая вершинъ переставного эксцентрика, надѣтаго на внутренній эксцен-

трикъ. Величина ve обозначаетъ линейное предвареніе впуска, e—наполненіе, r_1, r_2, r_3—дѣйствительные эксцентриситеты.



Фиг. 29.

Иногда примѣняютъ плоскій регуляторъ для перестановки кулаковъ клапаннаго распредѣленія. Одной изъ наилучшихъ слѣдуетъ признать конструкцію Knoller'a [12]), при которой имѣется 6 кулаковъ. Два кулака для выпускныхъ клапановъ заклинены на распредѣлительномъ валикѣ; для впускныхъ клапановъ имѣется съ каждаго конца цилиндра по 2 кулака, изъ коихъ одинъ, заклиненный на валикѣ, опредѣляетъ начало впуска, а другой, переставляемый плоскимъ регуляторомъ,—опредѣляетъ моментъ отсѣчки. При такомъ устройствѣ не только условія выпуска, но и предвареніе впуска остается постояннымъ. Достоинство кулачнаго механизма—почти постоянная высота подъема клапана при разныхъ наполненіяхъ.

Дальнѣйшія подробности относительно построенія діаграммъ относятся скорѣе къ курсамъ паровыхъ машинъ. Слѣдуетъ лишь напомнить, что при проектированіи плоскаго регулятора надо обратить вниманіе на условія впуска, т. е. производится ли впускъ внѣшними или внутренними кромками золотника; на уголъ, составляемый эксцентриковой тягой съ осью машины; на отношенія плечъ балансира, если таковой имѣется, и на родъ балансира—прямой или обратный. Отъ этихъ обстоятельствъ зависитъ дѣйствительная установка колеса регулятора на валу машины.

§ 3. Соединеніе плоскаго регулятора съ распредѣлительнымъ механизмомъ.

Одно изъ главныхъ достоинствъ плоскихъ регуляторовъ, сильно способствовавшее ихъ распространенію,—простота и прочность непосредственнаго ихъ соединенія съ распредѣлительнымъ механизмомъ. Встрѣчаются и центробѣжные регуляторы, перестанавливающіе эксцентрикъ, но всегда такая конструкція получается чрезвычайно сложной, а потому и ненадежной. Такъ, напримѣръ, въ регуляторѣ Musmann'a [3]) поворачиваніе эксцентрика производится при помощи муфты съ крутой винтовой нарѣзкой; въ извѣстномъ распредѣленіи Radovanovic'a отъ эксцентрика до впускного клапана имѣется 9 шарнировъ, не считая шарнировъ отдѣльно стоящаго центробѣжнаго регулятора, обычно въ количествѣ около 10 штукъ, всего слѣдовательно около 19 шарнировъ. Между тѣмъ, при соединеніи плоскаго регулятора съ золотникомъ можно обойтись всего 6 шарнирами.

Не менѣе громоздко устройство кулиссы, переставляемой центробѣжнымъ регуляторомъ, напр. по системѣ Clayton-Shuttleworth [3]).

Разумѣется, вмѣсто того, чтобы поворачивать эксцентрикъ съ цѣлью измѣненія наполненія, можно, при заклиненномъ эксцентрикѣ, поворачивать эксцентриковую тягу съ хомутомъ въ противоположномъ направленіи. Такое устройство требуетъ подвижной кулиссы и изрѣдка употребляется въ маленькихъ машинахъ, преимущественно для ручной установки наполненія, напр. въ небольшихъ рудничныхъ вентиляторахъ.

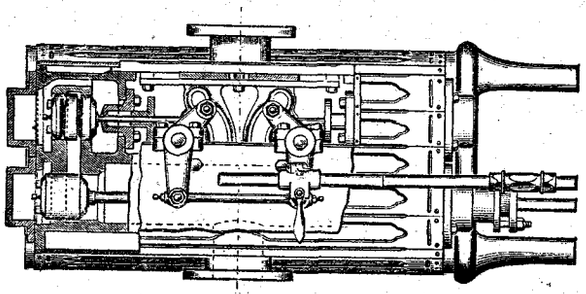
Плоскій регуляторъ чрезвычайно просто и надежно присоединяется почти ко всякой системѣ распредѣленія съ полною кинематическою связью, какъ въ паровыхъ, такъ и въ газовыхъ машинахъ, почему онъ особенно удобенъ для всякихъ золотниковыхъ распредѣленій и для клапанныхъ и крановыхъ распредѣленій съ принужденнымъ движеніемъ, безъ расцѣпленія. Для замыканія кинематической цѣпи могутъ служить и пружины.

Обычно примѣняемые при плоскихъ регуляторахъ золотники—цилиндрическіе или плоскіе уравновѣшенные; послѣдніе пригодны лишь для небольшихъ машинъ. Такіе золотники развиваютъ наименьшее сопротивленіе при передвиженіи и при перестановкѣ, что особенно важно при плоскихъ регуляторахъ.

Слѣдуетъ предпочитать трубчатые цилиндрическіе золотники безъ днищъ золотникамъ поршневымъ, работающимъ съ ударами, вслѣдствіе перемѣннаго давленія пара то на одно, то на другое

днище. Золотники съ внутреннимъ впускомъ пара даютъ нѣсколько лучшее распредѣленіе, чѣмъ обыкновенные—съ внѣшнимъ впускомъ, такъ какъ въ первыхъ длина эксцентриковой тяги вліяетъ въ благопріятную сторону на уравниваніе наполненій съ обѣихъ сторонъ поршня. При перегрѣтомъ парѣ эта конструкція обладаетъ еще тѣмъ достоинствомъ, что при ней сальники подвергаются дѣйствію мятаго пара. Того же уравниванія фазъ можно достигнуть и при внѣшнемъ впускѣ, если въ передачу къ золотнику включить обратный балансиръ. Въ томъ и другомъ случаѣ эксцентрикъ передвигается на 180°, т. е. слѣдуетъ за кривошипомъ подъ угломъ 90°—δ, гдѣ δ—діаграммный уголъ опереженія эксцентрика.

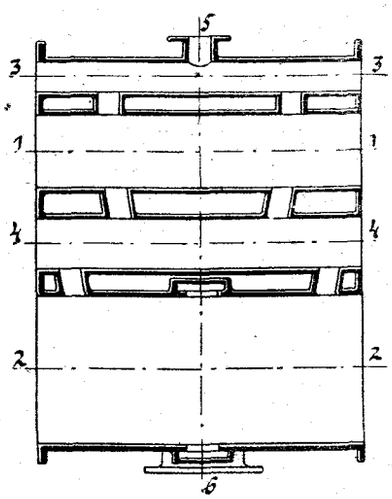
Исключая лишь самыя малыя машины, обычно предпочитаютъ ставить отдѣльные золотники для впуска и выпуска, при чемъ эксцентрикъ выпускного золотника заклинивается на главномъ валу машины; при этомъ можно выбрать наиболѣе выгодныя условія для предваренія выпуска и сжатія. Весьма часто употребляются двойные золотники, въ особенности золотники Полонсо, съ плоской отсѣчной пластинкой въ небольшихъ машинахъ и съ пластинкой въ видѣ трубчатаго золотника, работающаго внутри основного,—въ машинахъ средняго размѣра. Цилиндрическіе золотники весьма часто устраиваютъ раздѣленными, для уменьшенія вреднаго пространства, и тогда получаются такъ называемые поршневые клапаны, получившіе въ самые послѣдніе годы большое распространеніе. Такая конструкція, въ исполненіи Fitchburg Engine C°, Fitchburg, Mass., U. S. A., показана на фиг. 30, при чемъ



Фиг. 30.

здѣсь для передвиженія впускныхъ золотниковъ примѣнены прорѣзные кулаки, цѣль которыхъ—уменьшить работу тренія золотниковъ, передающуюся на плоскій регуляторъ. Выборомъ соотвѣтственнаго очертанія прорѣза кулаковъ достигается то, что одновременно движется лишь одинъ золотникъ, другой остается въ это время почти неподвижнымъ, такъ что путь каждаго золотника уменьшается почти вдвое. Съ этою цѣлью часть прорѣза очерчена по дугѣ окружности, центръ которой въ центрѣ цапфы качанія углового рычага. Недостатокъ конструкціи—быстрое изнашиваніе, какъ и во всѣхъ кулачныхъ механизмахъ.

Интересна новая конструкція Wolf'a, примѣняемая имъ въ локомобиляхъ компаундъ (фиг. 31).



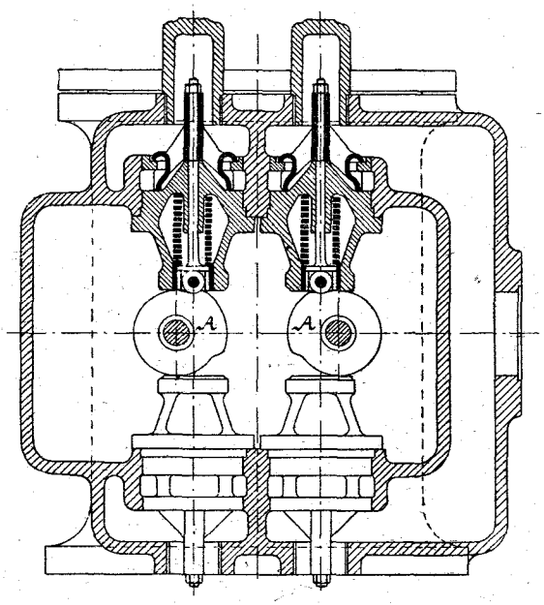
Фиг. 31.

Здѣсь трубчатый цилиндрическій золотникъ, приводимый въ движеніе отъ плоскаго регулятора, работаетъ во впускной коробкѣ малаго цилиндра; второй цилиндрическій золотникъ, приводимый въ движеніе отъ заклиненнаго эксцентрика, завѣдуетъ выпускомъ изъ малаго цилиндра и впускомъ въ большой. Выпускъ изъ большого цилиндра производится поршнемъ, по типу машинъ прямого тока. На схемѣ фиг. 31 1—1 означаетъ ось малаго цилиндра; 2—2—большого; 3—3—ось первой золотниковой коробки 4—4—ось второй золотниковой коробки, 5—впускъ, 6—выпускъ пара.

Въ вертикальныхъ машинахъ, для уменьшенія работы регулятора, необходимо принять мѣры къ уравновѣшенію вѣса золотника. Достигается это или включеніемъ обратнаго балансира, когда вѣсъ золотника уравновѣшивается вѣсомъ эксцентриковой тяги и хомута, или утолщеніемъ верхней части золотниковаго стержня, дѣйствующей тогда подобно уравновѣшивающему поршню, или, чаще всего,—подвѣшиваніемъ золотниковой тяги къ пружинѣ, помѣщенной наверху золотниковой коробки. Нѣсколько подробнѣе объ этомъ будетъ сказано ниже.

Клапанные механизмы съ плоскими регуляторами особенно развились за послѣдніе годы, постепенно

вытѣсняя механизмы съ расцѣпленіемъ [12]), и представляютъ чрезвычайное разнообразіе конструкцій.

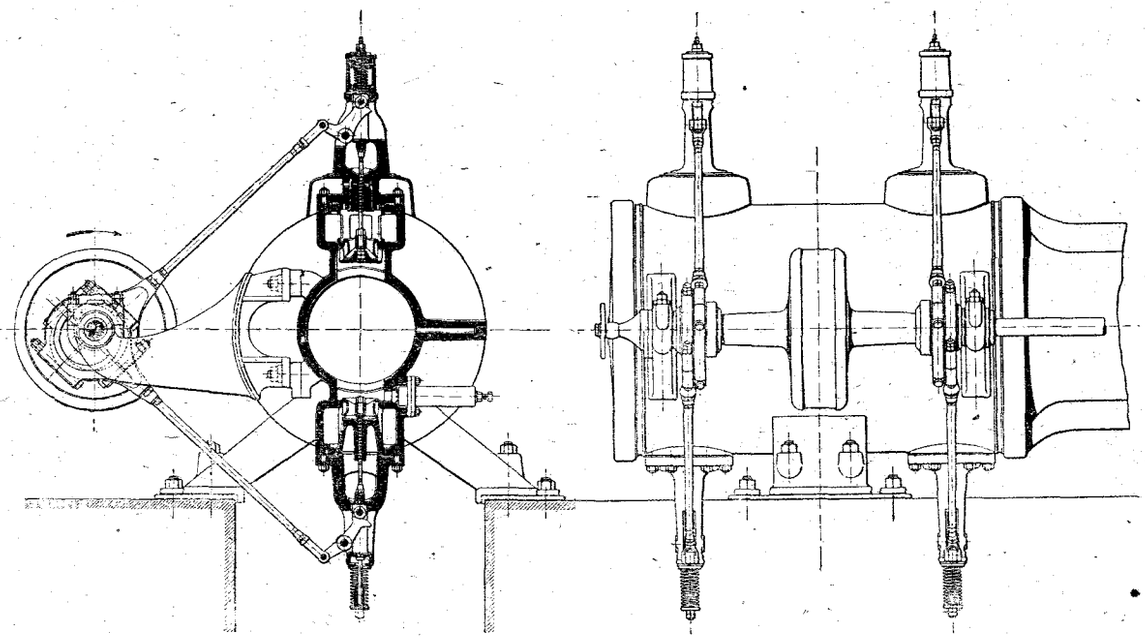


Фиг. 32.

Быстрое вытѣсненіе расцѣпныхъ механизмовъ обусловливается главнымъ образомъ плохой регулировкой при малыхъ наполненіяхъ и небольшимъ числомъ оборотовъ.

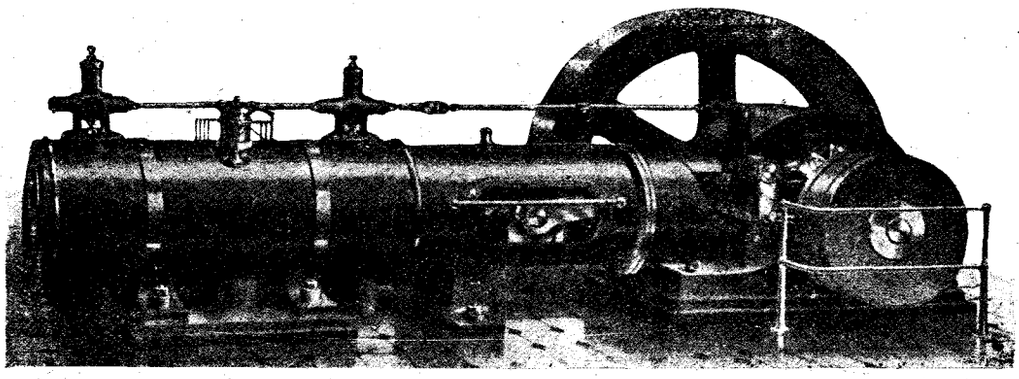
Кромѣ стариннаго расположенія 4 клапановъ, по два клапана сверху и снизу цилиндра, примѣняется расположеніе клапановъ вдоль по оси цилиндра, съ движеніемъ параллельно оси цилиндра по конструкціи Lentz'a (фиг. 32); это расположеніе особенно удобно для вертикальныхъ машинъ, но съ успѣхомъ примѣняется и для горизонтальныхъ машинъ, напр. въ локомобиляхъ завода H. Lanz, Mannheim, и Коломенскаго Завода. Эксцентрикъ, переставляемый плоскимъ регуляторомъ, приводитъ въ качаніе валики A (фиг. 32), кулачныя шайбы которыхъ открываютъ клапаны; закрытіе клапановъ производится нажатіемъ пружинъ. Плоскій регуляторъ сидитъ на главномъ валу машины.

Конструкція Lentz'a для большой горизонтальной машины показана на фиг. 33. Здѣсь плоскій регуляторъ сидитъ на распредѣлительномъ валикѣ. Это расположеніе чаще всего встрѣчается на практикѣ и къ нему относятся многія другія употребительныя конструкціи, напр. Proell, Doerfel-Proell, Paul H. Müller и др. Во всѣхъ этихъ конструкціяхъ характерно употребленіе качающихся кулаковъ, ясно видныхъ на поперечномъ разрѣзѣ фиг. 33, взамѣнъ почти вышедшихъ изъ употребленія катящихся рычаговъ. Какъ извѣстно, главныя достоинства качающихся кулаковъ—простота и компактность устройства и небольшой подъемъ клапана при наибольшемъ наполненіи, въ связи съ достаточнымъ открытіемъ при малыхъ наполненіяхъ.



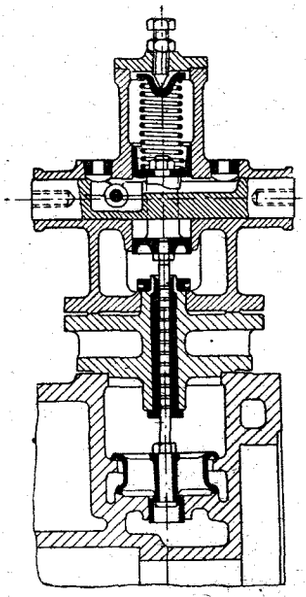
Фиг. 33.

Въ машинахъ прямого тока системы проф. Stumpf'a нужны лишь два впускныхъ клапана, выпускъ пара производится поршнемъ. Обычно работающій въ масляной ваннѣ, а къ клапанному стержню укрѣпленъ соотвѣтственной формы кулакъ, нажимаемый на роликъ клапанной пружиной. Какъ



Фиг. 34.

мѣняемое расположеніе показано въ общемъ видѣ на фиг. 34, въ исполненіи англійскаго завода John Musgrave and Sons, Bolton, England, а клапанный



Фиг. 35.

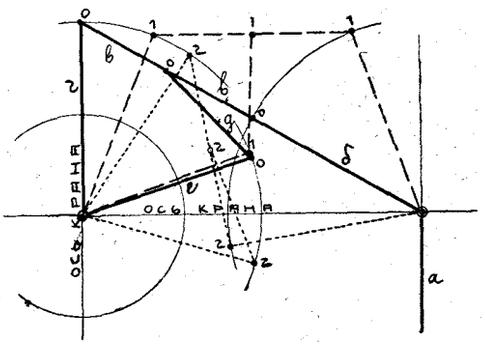
механизмъ показанъ детально на фиг. 35. Здѣсь плоскій регуляторъ сидитъ на главномъ валу машины, вслѣдствіе чего все устройство значительно упрощается, такъ какъ отпадаетъ распредѣлительный валикъ съ его зубчатой передачей. При помощи короткой эксцентриковой тяги приводится въ качаніе обратный балансиръ, съ которымъ шарнирно сцѣплена длинная горизонтальная тяга. Внутри тяги, надъ клапаномъ, находится роликъ, постоянно прижимаемый къ клапанному стержню укрѣпленной на немъ пружиной. Такое устройство, какъ извѣстно, при помощи короткой эксцентриковой тяги можно легко уравнять періоды распредѣленія по обѣ стороны поршня, почему въ послѣднее время часто прибѣгаютъ къ этому средству. Такъ, заводъ Görlitzer Maschinenfabrik A. G., при обычномъ расположеніи клапановъ для впуска наверху цилиндра, ставитъ добавочный валикъ, нѣсколько выше распредѣлительнаго валика, на которомъ сидитъ плоскій регуляторъ. При помощи короткой эксцентриковой тяги отъ переставляемаго плоскимъ регуляторомъ эксцентрика, этотъ добавочный валикъ приводится въ качательное движеніе, передаваемое затѣмъ соотвѣтственно заклиненнымъ кривошипикомъ и тягами впускному клапану. Заводъ Augsburg-Nürnberg A. G. въ машинахъ прямого тока ставитъ клапана горизонтально, при чемъ они движутся поперекъ оси цилиндра и приводятся въ движеніе отъ добавочнаго валика, со включеніемъ въ передачу отъ регуляторнаго эксцентрика двухъ короткихъ тягъ. Надо однако замѣтить, что значительное увеличеніе числа шарнировъ въ двухъ послѣднихъ конструкціяхъ не можетъ способствовать ни точности, ни долговѣчности механизма.

Иногда, съ цѣлью уменьшить вредное пространство, ставятъ клапана наклонно, напр. въ системѣ Walschaerts, Bruxelles; это расположеніе однако весьма неудобно съ конструктивной точки зрѣнія.

Крановыя распредѣленія, до сихъ поръ встрѣчавшіяся преимущественно въ Америкѣ, въ настоящее время, несмотря на примѣненіе перегрѣтаго пара, получаютъ большое распространеніе и въ Европѣ [13]). Однако большинство европейскихъ конструкцій устроено съ расцѣпленіемъ, въ то время

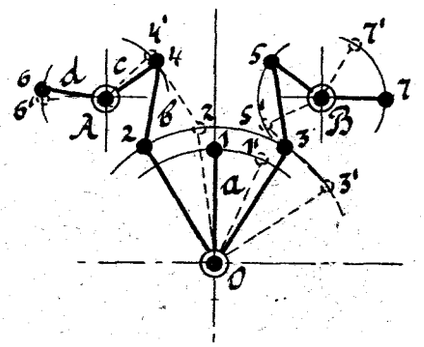
какъ многія американскія конструкціи работаютъ безъ расцѣпленія, а потому вполнѣ пригодны для соединенія съ переставнымъ эксцентрикомъ и плоскимъ регуляторомъ.

Одна изъ лучшихъ конструкцій этого рода, системы Ball Engine Co., показана схематически на фиг. 36. Рычагъ *a* приводится въ качательное движеніе тягой переставного эксцентрика и это движеніе, помощью рычага *б* и тяги *в* передается заклиненному на оси крана кривошипу *e*; рычагъ *r* свободно вращается вокругъ оси крана. Какъ видно изъ фиг. 36, рычагъ *e* и впускной кранъ остаются почти неподвижными все время, пока рычагъ *б* движется отъ 0 до 1, т. е. почти половину всего времени. Дѣйствіе механизма совершенно аналогично дѣйствію механизма Fitchburg, ранѣе описаннаго. Всѣ рычаги, за исключеніемъ *a*, работаютъ въ коробкѣ, наполненной масломъ, какъ видно изъ фиг. 37, представляющей общій видъ машины Ball'a.



Фиг. 36.

На фиг. 38 показанъ механизмъ Ridgeway Engine Co., по идеѣ совершенно аналогичный предыдущему. Рычагъ *a*, заклиненный на валу O, тягой переставного эксцентрика приводится въ качательное движеніе, передаваемое тягой *b* и рычагомъ *c* оси A, на которой заклиненъ рычагъ *d*. Отъ послѣдняго

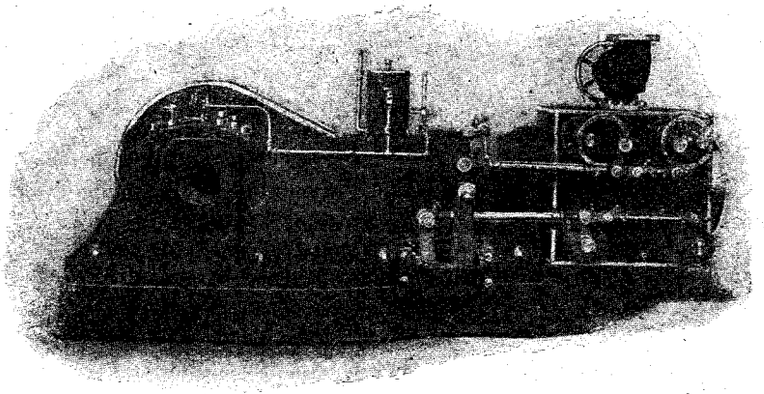


Фиг. 38.

идетъ тяга непосредственно къ крановому кривошипу задняго крана. Отъ оси B такъ же приводится въ качаніе передній кранъ. И этотъ механизмъ, за исключеніемъ рычаговъ *a* и *d*, весь заключенъ въ коробку съ масломъ, укрѣпленную къ станинѣ машины, впереди парового цилиндра.

Кромѣ описанныхъ, имѣется еще много идентичныхъ механизмовъ, напр. Fleming Four Valve Engine, Mc Intosh and Seymour и другіе [14]) [8]).

Изрѣдка примѣняютъ плоскій регуляторъ и съ расцѣпнымъ механизмомъ, особенно—типа Корлисса. Въ такомъ случаѣ плоскій регуляторъ устанавливается на отдѣльномъ кронштейнѣ, прикрѣпленномъ къ машинной рамѣ, и приводится во вращеніе ремнемъ или цѣпью; эксцентрикъ долженъ быть заклиненъ на валу. Движеніе грузовъ, при помощи соотвѣтственныхъ рычаговъ и тягъ, передается рас-



Фиг. 37.

цѣпляющему механизму. Однако при такомъ устройствѣ теряется главное достоинство плоскаго регулятора—простота и надежность конструкціи, почему его нельзя рекомендовать. Вообще расцѣпные механизмы постепенно выходятъ изъ употребленія, по выше объясненной причинѣ.

Что касается механизмовъ газовыхъ машинъ, въ которыхъ примѣняются плоскіе регуляторы, то таковые для нашей цѣли особаго интереса не представляютъ. Примѣняемые большею частью въ малыхъ двигателяхъ, они отличаются примитивностью конструкціи, сходной нѣсколько съ той конструкціей, какая примѣнялась въ паровыхъ машинахъ въ первоначальной стадіи развитія плоскихъ регуляторовъ. Нѣкоторой оригинальностью отличается плоскій регуляторъ Butler'a, примѣняемый фирмой Clark, Chapman and Co. [15]). Фирма Alberger пользуется въ своихъ газовыхъ двигателяхъ обыкновеннымъ плоскимъ инерціоннымъ регуляторомъ Rites. Для ознакомленія съ остальными конструкціями плоскихъ регуляторовъ газовыхъ машинъ отсылаемъ къ классической книгѣ Güldner'a [16]).

Въ качествѣ предохранительнаго устройства при многихъ машинахъ, въ томъ числѣ въ паровыхъ турбинахъ, часто пользуются упрощеннымъ плоскимъ регуляторомъ; вращающійся дискообразный грузъ, при опредѣленной скорости машины, примѣрно на 10% выше нормальной, выдвигается изъ окружающаго его кожуха, снабженнаго соотвѣтственнымъ прорѣзомъ, и, ударяя въ кулакъ, освобождаетъ грузъ или пружину, закрывающую впускной вентиль машины *).

Надо думать, что примѣненіе плоскихъ регуляторовъ въ газовыхъ машинахъ получитъ дальнѣйшее развитіе; сохраняя всѣ свои достоинства, по сравненію съ центробѣжнымъ регуляторомъ, плоскій регуляторъ въ газовыхъ машинахъ имѣетъ болѣе простыя функціи, вслѣдствіе обычно примѣняемаго раздѣленія клапаннаго механизма и вслѣдствіе возможности простого соединенія съ краномъ на впускной трубѣ, для регулировки количества или качества смѣси.

Слѣдуетъ замѣтить, что плоскій регуляторъ вообще пригоденъ лишь для вращенія въ опредѣленную сторону. При вращеніи въ противоположную сторону не только можетъ возникнуть противодѣйствіе со стороны тангенціальной силы инерціи, но можетъ оказаться необходимой и иная сборка частей регулятора, представляющая въ большинствѣ случаевъ зеркальное отраженіе первоначальной. Иногда подобная перемѣна направленія вращенія невозможна безъ замѣны нѣкоторыхъ частей, въ особенности, если при первоначальномъ проектированіи регулятора не стремились вообще по возможности избѣгать несимметричныхъ деталей.

При выборѣ періодовъ распредѣленія нужно руководиться общими данными соотвѣтствующихъ курсовъ паровыхъ машинъ или двигателей внутренняго сгоранія. Здѣсь ограничусь указаніемъ, что вычерчиваніе золотниковыхъ діаграммъ обычно производится для наибольшаго наполненія, даваемаго плоскимъ регуляторомъ (см. фиг. 27).

III. СТАТИКА ПЛОСКАГО РЕГУЛЯТОРА.

§ 1. Основныя опредѣленія статики.

При увеличеніи скорости вращенія машины грузы регулятора, подъ дѣйствіемъ увеличившейся центробѣжной силы, отходятъ дальше отъ оси вращенія, передвигая эксцентрикъ такъ, что получается меньшее наполненіе. При уменьшеніи скорости, грузы приближаются къ оси вращенія, увеличивая наполненіе. Если обозначить чрезъ ω_1 наибольшую угловую скорость, соотвѣтствующую внѣшнему положенію грузовъ, и чрезъ ω_2 — наименьшую, соотвѣтствующую внутреннему положенію грузовъ, то средняя скорость

$$\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \qquad (1)$$

а отношеніе

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega} \qquad (2)$$

называется степенью неравномѣрности. Изрѣдка встрѣчается обратная величина

$$\frac{1}{\delta} = \frac{\omega}{\omega_1 - \omega_2},$$

называемая степенью равномѣрности. Изъ ф-лъ 1 и 2 получаемъ

$$\omega_1 = \omega\left(1 + \frac{\delta}{2}\right) \text{ и } \omega_2 = \omega\left(1 - \frac{\delta}{2}\right). \qquad (3)$$

Если $\omega_1 = \omega_2$, то $\delta = 0$ и регуляторъ даетъ одну и ту же скорость вращенія при всѣхъ положеніяхъ грузовъ, т. е. находится въ безразличномъ равновѣсіи. Такой регуляторъ называется астатическимъ или изохроннымъ. При всякомъ на-

*) W. Gentsch говоритъ (см. Regelung, Umsteurung und Sicherung der Dampfturbinen, Hannover, 1908), что плоскіе регуляторы весьма часто употребляются для регулированія паровыхъ турбинъ. Однако всѣ приводимые имъ въ качествѣ примѣровъ плоскіе регуляторы представляютъ въ дѣйствительности центробѣжные (коническіе) регуляторы съ горизонтальною осью.

рушеніи скорости въ ту или другую сторону, астатическій регуляторъ будетъ бросаться изъ одного крайняго положенія въ другое, не находясь въ устойчивомъ равновѣсіи ни въ одномъ изъ нихъ. Слѣдовательно, астатическій регуляторъ, вообще говоря, неустойчивъ. По этой причинѣ чисто астатическій регуляторъ непригоденъ для регулированія машинъ, однако во всѣхъ статическихъ регуляторахъ, для которыхъ $\delta > 0$, нужно стремиться получить извѣстное приближеніе къ астатизму. Выборъ величины степени неравномѣрности зависитъ отъ назначенія двигателя. На практикѣ обычны слѣдующія величины степени неравномѣрности δ:

для прокатки крупной заготовки	$\delta = 0{,}08 - 0{,}1$;	
„ „ рельсовъ и балокъ	„	$0{,}06 - 0{,}08$;
„ „ мелкихъ профилей	„	$0{,}04 - 0{,}06$;
„ трансмиссій	„	$0{,}03 - 0{,}05$;
„ динамомашинъ	„	$0{,}015 - 0{,}025$.

Чѣмъ меньше δ, тѣмъ скорость машины равномѣрнѣе при всякихъ нагрузкахъ, но тѣмъ менѣе устойчивъ регуляторъ. Очевидно, чѣмъ сильнѣе и рѣзче измѣненія нагрузки, тѣмъ больше должна быть степень неравномѣрности δ, иначе регуляторъ будетъ все время бросаться изъ одного крайняго положенія въ другое, устанавливая то наибольшее, то наименьшее наполненіе, при которыхъ машина работаетъ неэкономично. Этимъ объясняется необходимость большой степени неравномѣрности въ прокатныхъ машинахъ и тѣмъ большей, чѣмъ крупнѣе прокатка.

Чѣмъ больше степень неравномѣрности, тѣмъ большую роль играетъ живая сила маховика, въ качествѣ уравнителя хода. Какъ извѣстно, живая сила вращающагося тѣла равна

$$\frac{Mv^2}{2} = \frac{\omega^2}{2} J = \frac{Jn^2}{180},$$

такъ какъ

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \qquad (4)$$

Пусть скорость упадетъ отъ ω_1 до ω_2, тогда отданная маховикомъ работа будетъ

$$T = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} J = J \cdot \omega^2 \cdot \delta, \qquad (5)$$

т. е. прямо пропорціональна степени неравномѣрности δ. Пусть, напримѣръ, $n_1 = 84$, $n_2 = 76$ оборотамъ въ минуту;

тогда $$\delta = \frac{84-76}{80} = 0{,}1 = 10\%.$$

Далѣе, діаметръ маховика 7 м., вѣсъ обода — 60 тоннъ, тогда

$$J = Mr^2 = \frac{G}{g} r^2 = \frac{60000}{9{,}81} \cdot 3{,}5^2 = 75000 \text{ кг. м. сек.}^2 \text{ и}$$

$$T = J\omega^2\delta = 75000 \cdot \left(\frac{3{,}14 \cdot 80}{30}\right)^2 \cdot 0{,}1 = 525000 \text{ кг. м.}$$

Если паденіе скорости происходитъ въ теченіе 5 секундъ, то отданная маховикомъ работа въ паровыхъ лошадяхъ будетъ $\frac{525000}{5 \cdot 75} = 1400$ л. с. Этотъ примѣръ взятъ изъ конструкторской практики автора и относится къ прокатному двигателю, размѣрами 1420×1675 мм. ($54'' \times 66''$), нормальная мощность котораго 2600 л. с., а 5 сек. соотвѣтствуютъ времени прокатки въ послѣднемъ ручьѣ обжимного стана, для котораго былъ построенъ двигатель.

Вслѣдствіе тренія внутри самого регулятора, сопротивленія перестанавливаемаго механизма, и вслѣдствіе инерціи частей, регуляторъ нѣсколько отстаетъ въ своемъ движеніи отъ измѣненія скорости машины. Если угловая скорость вращенія при нѣкоторомъ равновѣсномъ положеніи регулятора была ω, то регуляторъ не тронется, пока она не возрастетъ до нѣкоторой величины ω', гдѣ $\omega' > \omega$, при чемъ разность $\omega' - \omega$ зависитъ отъ размѣровъ и конструкціи регулятора и распредѣлительнаго механизма. То же самое произойдетъ при уменьшеніи скорости: регуляторъ не тронется съ мѣста, пока скорость не уменьшится до нѣкоторой величины $\omega'' < \omega$. Такъ какъ все то время, пока скорость машины колеблется отъ ω' до ω'', регуляторъ не измѣняетъ своего положенія, то отношеніе

$$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega''}{\omega} \qquad (6)$$

называется степенью нечувствительности регулятора. Очевидно, нельзя назначать степень нечувствительности ε совершенно произвольно. Прежде всего она не должна быть больше степени неравномѣрности δ, иначе регуляторъ будетъ бросаться въ крайнія положенія; затѣмъ она не можетъ быть меньше нѣкоторой опредѣленной величины, соотвѣтствующей данному регулятору. Наконецъ она должна быть выбрана въ соотвѣтствіи со степенью неравномѣрности маховика. Можно искусственно увеличивать степень нечувствительности ε, вводя разнаго рода сопротивленія движенію грузовъ—катаракты или тормазъ.

Обыкновенно въ курсахъ паровыхъ машинъ и въ справочныхъ книжкахъ дается правило, по которому степень нечувствительности регулятора ε должна быть больше степени неразмѣрности маховика δ_s, „иначе

регуляторъ будетъ все время прыгать". Это правило совершенно невѣрно, хотя выводимое изъ него слѣдствіе совершенно правильно. Еще Rankine [17]) обратилъ вниманіе на то обстоятельство, что превышеніе тренія покоя надъ треніемъ движенія уничтожается даже малыми колебаніями трущихся тѣлъ. Однако ясная формулировка правила, что степень нечувствительности регулятора ε должна быть меньше степени неравномѣрности маховика δ_s

$$\varepsilon < \delta_s \qquad (7)$$

была сдѣлана значительно позже инженеромъ Isaachsen'омъ [18]). Въ поршневой машинѣ такой регуляторъ будетъ все время слегка подпрыгивать (плясать), и такъ какъ при этомъ значительно уменьшается сопротивленіе тренія, то регуляторъ дѣлается болѣе чувствительнымъ. Между тѣмъ при спокойно вращающемся регуляторѣ, даже при постоянной нагрузкѣ, будутъ происходить постоянныя колебанія скорости машины въ предѣлахъ нечувствительности регулятора. Въ машинахъ съ равномѣрнымъ вращательнымъ движеніемъ, напр. въ паровыхъ турбинахъ, чтобы вызвать подпрыгиваніе регулятора, необходимо ввести какое-нибудь измѣненіе въ его конструкцію. Такъ, фирма Brown-Boveri-Parsons даетъ канавкѣ муфты центробѣжнаго регулятора волнообразное очертаніе, такъ что рычаги передачи все время подпрыгиваютъ, дѣлая отъ 300 до 700 колебаній въ минуту. Въ поршневой машинѣ подпрыгиваніе центробѣжнаго регулятора будетъ происходить, если степень его нечувствительности меньше степени неравномѣрности маховика. Въ плоскомъ регуляторѣ подпрыгиваніе будетъ непремѣнно существовать, подъ непосредственнымъ дѣйствіемъ силъ инерціи и тренія распредѣлительнаго механизма, если только вызываемый этими силами моментъ вокругъ мгновеннаго центра качанія грузовъ регулятора не меньше момента тренія вокругъ того же центра. Этимъ несомнѣнно объясняется прекрасная регулировка, достигнутая при плоскихъ регуляторахъ еще тогда, когда теорія ихъ была совершенно не выяснена.

Salaba [19]), исходя изъ принципа наибольшей работы регулятора при опредѣленіи размѣровъ его грузовъ, выводитъ, что степень нечувствительности регулятора должна равняться половинѣ его полной степени неравномѣрности, т. е.

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{2}, \qquad (8)$$

гдѣ $$\Delta = \delta + \varepsilon \text{ (см. ниже)} \qquad (9)$$

Однако при проектированіи пружинныхъ регуляторовъ вопросъ о наибольшей работѣ не можетъ имѣть столь важнаго значенія, какъ при грузовыхъ регуляторахъ; гдѣ особенно желательно уменьшить вѣсъ и инерцію частей.

Обычная на практикѣ величина ε колеблется въ предѣлахъ отъ 0,005 до 0,01 [20]) и опредѣляется изъ статическаго расчета.

Очевидно, полная степень неравномѣрности будетъ

$$\Delta = \delta + \varepsilon, \qquad (9)$$

гдѣ $$\delta = \Delta - \varepsilon$$

есть теоретическая степень неравномѣрности, которую имѣлъ бы данный регуляторъ, если бы его степень нечувствительности ε равнялась нулю, другими словами - если бы регуляторъ былъ ненагруженный.

Весьма важно имѣть возможность измѣнять до нѣкоторой степени δ и ε въ построенномъ регуляторѣ; въ плоскихъ регуляторахъ это достигается безъ труда, благодаря присутствію пружины (см. ниже).

Такъ какъ прямое назначеніе регулятора заключается въ томъ, чтобы перестанавливать распредѣлительный механизмъ, то весьма важнымъ элементомъ для расчета регулятора должна служить перестановочная сила P, требуемая для этой перестановки и зависящая отъ сопротивленія механизма, а равно и совершаемая при этомъ работа или работоспособность регулятора T. Если перестановочная сила P должна быть приложена на пути s, то, очевидно,

$$T = P \cdot s. \qquad (10)$$

При проектированіи регулятора обыкновенно заранѣе извѣстна какъ перестановочная сила P, требуемая для передвиженія механизма, такъ и ея работа T.

Въ центробѣжныхъ регуляторахъ перестановочную силу P считаютъ приложенной къ муфтѣ регулятора, непосредственно связанной съ распредѣлительнымъ механизмомъ; въ плоскихъ регуляторахъ обыкновенно относятъ ее къ оси пружины. Однако такой способъ опредѣленія перестановочной силы не представляется вполнѣ правильнымъ: перестановочная сила зависитъ отъ сопротивленія распредѣлительнаго механизма, почему и дается при заказѣ регулятора отнесенной къ той точкѣ механизма, въ которой воздѣйствіе регулятора непосредственно передается на распредѣлительный механизмъ. Между тѣмъ сила пружины зависитъ не только отъ размѣровъ регулятора, но и отъ ея расположенія, т. е. отъ конструкціи регулятора, которая вообще отъ перестановочной силы не зависитъ. Такимъ образомъ перестановочную силу надо отно-

сить къ той точкѣ регулятора, въ которой она передается регулятору непосредственно распредѣлительнымъ механизмомъ, т. е. къ центру переставного эксцентрика. Тогда всякій регуляторъ, обладающій данной перестановочной силой P, сумѣетъ передвинуть всякій распредѣлительный механизмъ, сопротивленіе котораго P, независимо отъ конструкціи регулятора. Между тѣмъ, если перестановочную силу отнести къ какой нибудь другой части регулятора, напр. къ пружинѣ, то тогда сравненіе возможно только для регуляторовъ совершенно одинаковой конструкціи. Разумѣется, при расчетѣ регулятора всѣ силы или, вѣрнѣе, моменты приводятся къ пружинѣ, но это уже относится къ самому расчету регулятора, а не къ его заданію по имѣющейся машинѣ.

Что касается работоспособности, то ее, на основаніи закона сохраненія энергіи, можно отнести къ какой угодно дѣйствующей на механизмъ части регулятора; въ дальнѣйшемъ, съ цѣлью единства, и работоспособность отнесена къ центру переставного эксцентрика.

Такъ какъ регуляторъ долженъ развивать перестановочную силу P при томъ измѣненіи угловой скорости, которое соотвѣтствуетъ его степени нечувствительности, т. е. при измѣненіи ω отъ ω' или до ω'', то очевидно, что перестановочная сила является частью той силы, приложенной въ точкѣ приложенія силы P, которая является результатомъ натяженія пружины. Эту полную силу натяженія пружины, приведенную къ точкѣ приложенія силы P, называютъ энергіей, что, разумѣется, совершенно не соотвѣтствуетъ смыслу этого слова. Покойный проф. Горнаго Института А. П. Кондратьевъ предложилъ [21]), вмѣсто энергіи, слово „энергичность“; это названіе удержано въ книгѣ, какъ болѣе правильное и при томъ весьма схожее со старымъ терминомъ. Такъ какъ здѣсь перестановочная сила P отнесена къ центру эксцентрика, то и энергичность тоже должна быть отнесена къ центру переставного эксцентрика. Въ то время какъ натяженіе пружины непремѣнно будетъ разнымъ при различныхъ положеніяхъ грузовъ регулятора, его энергичность можетъ быть постоянной, въ зависимости отъ конструкціи регулятора. Такъ, въ регуляторѣ Hartung'a постоянство энергичности достигается тѣмъ, что угловой рычагъ передачи устраивается съ тупымъ угломъ, вмѣсто прямого [22]). Такимъ образомъ отнесеніе перестановочной силы, а съ ней вмѣстѣ и энергичности къ пружинѣ, не вполнѣ правильно.

Зависимость между перестановочной силой P и энергичностью E весьма проста и общеизвѣстна. Пусть регуляторъ вращается съ нѣкоторою угловою скоростью ω, при чемъ грузы его развиваютъ центробѣжную силу C, а энергичность его равна E. При измѣненіи скорости въ предѣлахъ нечувствительности до

$$\omega' = \omega + \frac{\varepsilon\omega}{2}$$

центробѣжная сила измѣнится въ C′, энергичность—въ E′. Отношеніе $\frac{C}{E}$ зависитъ отъ конструкціи регулятора, а равно и отъ его положенія. Но такъ какъ въ предѣлахъ нечувствительности регуляторъ остается неподвижнымъ, то и отношеніе

$$\frac{C}{E} = k$$

остается постояннымъ, какъ зависящее только отъ постоянныхъ величинъ. Центробѣжная сила вообще пропорціональна квадрату угловой скорости, слѣдовательно можно написать

$$\frac{E'}{E} = \frac{E+P}{E} = \frac{KC'}{KC} = \frac{C'}{C} = \frac{(\omega')^2}{\omega^2},$$

откуда

$$P = \frac{(\omega')^2}{\omega^2}E - E = \frac{(\omega')^2 - \omega^2}{\omega^2}E = \frac{\left(\omega + \frac{\varepsilon\omega}{2}\right)^2 - \omega^2}{\omega^2}E$$

и

$$P = \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon^2}{4}\right)E.$$

Пренебрегая малой величины второго порядка $\frac{\varepsilon^2}{4}$, въ виду малости ε, получаемъ окончательно

$$P = \varepsilon \,.\, E. \qquad (11)$$

Въ регуляторѣ обыкновенной конструкціи всѣ три величины—ε, P и E являются перемѣнными, почему обычно говорятъ объ ихъ среднемъ значеніи, подъ которымъ подразумѣвается ариѳметическое среднее или величина ихъ при среднемъ положеніи регулятора. Очевидно, при наименьшемъ числѣ оборотовъ, слѣдовательно при внутреннемъ положеніи грузовъ, величина энергичности тоже будетъ наименьшей, при внѣшнемъ положеніи грузовъ, соотвѣтственно наибольшей скорости,—наибольшей.

Степень нечувствительности, обозначенная выше чрезъ ε, состоитъ изъ двухъ слагаемыхъ: изъ степени нечувствительности, обусловленной сопротивленіемъ самаго регулятора, и степени нечувствительности, зависящей отъ сопротивленія распредѣлительнаго механизма. Обозначая первую чрезъ ε_r, вторую—ε_m, получимъ

$$\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_m. \qquad (12)$$

Величина ε_r можетъ быть опредѣлена расчетомъ, когда извѣстны главные размѣры регулятора (см. § 2 главы V).

Надо замѣтить, что въ каталогахъ обычно даются величины $\frac{\delta}{2}$ и $\frac{\varepsilon}{2}$, т.е. $\frac{\omega_1 - \omega}{\omega}$ и $\frac{\omega' - \omega}{\omega}$,

а не $\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega}$ и $\frac{\omega' - \omega''}{\omega}$,

что не должно вводить въ заблужденіе при пользованіи каталогомъ, давая о регуляторѣ лучшее представленіе, чѣмъ онъ въ дѣйствительности заслуживаетъ.

Изъ формулы 11 видно, что перестановочная сила P является функціей его энергичности E и степени нечувствительности ε. Поэтому одинъ и тотъ же регуляторъ можетъ развить тѣмъ большую перестановочную силу P, при той же энергичности E, чѣмъ больше возрастетъ число оборотовъ, прежде чѣмъ онъ тронется съ мѣста. При постоянномъ сопротивленіи со стороны распредѣлительнаго механизма ($P = \text{const.}$), степень нечувствительности будетъ постоянной только въ томъ случаѣ, если и энергичность E постоянная.

Въ плоскомъ регуляторѣ приходится слѣдить за измѣненіемъ моментовъ, не силъ. Если моментъ отъ натяженія пружины вокругъ оси качанія A эксцентрика (фиг. 39) остается постояннымъ, какъ для моментъ при крайнемъ внутреннемъ положеніи груза 1. Пусть плечи шатунчика OO будутъ соотвѣтственно: h_2 и h_1 относительно оси C качанія груза G и R_2 и R_1—относительно оси качанія эксцентрика A. Тогда моменты вокругъ оси качанія A будутъ

$$\frac{L_2}{h_2} R_2 \text{ и } \frac{L_1}{h_1} R_1.$$

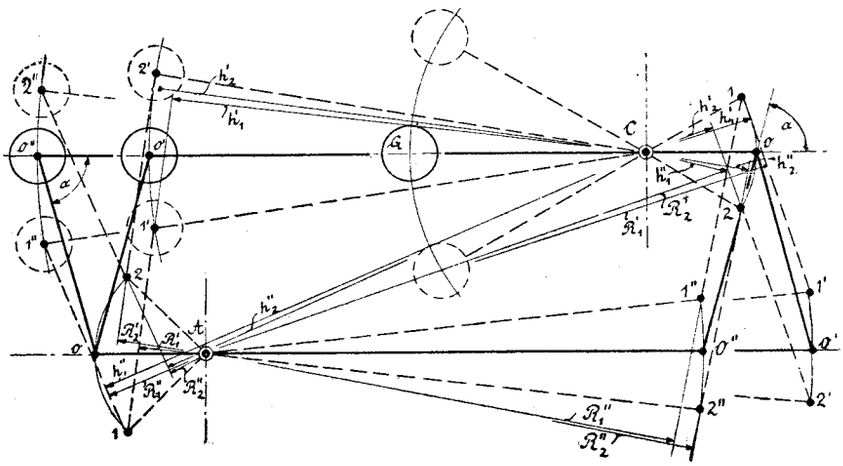
Такъ какъ обычно $L_2 > L_1$,
то для постоянства моментовъ вокругъ A необходимо имѣть

$$\frac{R_2}{h_2} < \frac{R_1}{h_1}. \qquad (13)$$

Изъ разсмотрѣнія правой стороны фиг. 39, представляющей схему регулятора Williams'a и однородныхъ съ нимъ, легко видѣть, что мы приближаемся къ условію 13 при расположеніи шатунчика по OO″, т. е. когда среднее положеніе шатунчика OO″ образуетъ съ направленіемъ грузового рычага CO острый уголъ α, такъ какъ тогда

$$\frac{R_2''}{h_2''} < \frac{R_1''}{h_1''}.$$

Наоборотъ, при расположеніи по OO′, дающемъ тупой уголъ съ направленіемъ CO, получается $\frac{R_2'}{h_2'} > \frac{R_1'}{h_1'}$, слѣдовательно величина энергичности во



Фиг. 39.

внутренняго положенія груза, такъ и для внѣшняго, то и энергичность E будетъ постоянной. Обыкновенно моментъ центробѣжной силы груза вокругъ его оси качанія C, равный моменту натяженія пружины вокругъ C, при крайнемъ внѣшнемъ положеніи груза 2 значительно превосходитъ тотъ же время размаха будетъ сильно колебаться.

Къ тому же заключенію приходимъ, разсматривая лѣвую часть фиг. 39, представляющую схему регулятора типа Proell'я, Ball'a и др. По прежнему C обозначаетъ ось качанія груза, A—ось качанія эксцентрика.

Замѣтимъ, что нѣтъ надобности строго соблюдать условіе

$$\frac{L_2}{h_2} R_2 = \frac{L_1}{h_1} R_1,$$

такъ какъ въ дѣйствительности важно не постоянство энергичности, а постоянство степени нечувствительности, равной

$$\varepsilon = \frac{P}{E}. \qquad (11)$$

Между тѣмъ, требуемая перестановочная сила P не остается постоянной: часть ея P_r, зависящая отъ сопротивленія самого регулятора, будетъ значительно больше въ крайнемъ внѣшнемъ положеніи, вслѣдствіе большаго давленія на шарниры регулятора; сопротивленіе P_m распредѣлительнаго механизма будетъ max., когда проекція передвиженія центра эксцентрика на направленіе эксцентриковой тяги будетъ max., и равно нулю, когда эта проекція равна нулю, слѣдовательно вблизи мертвыхъ положеній золотника.

Произведеніе энергичности E на путь s ея точки приложенія называется полною работоспособностью регулятора

$$T_e = E \cdot s = E \cdot R \cdot \Phi, \qquad (14)$$

гдѣ Ф — полный уголъ качанія эксцентрика въ радіальной мѣрѣ, R — радіусъ качанія его центра.

Въ регуляторахъ производительности имѣетъ еще значеніе отношеніе наибольшаго числа оборотовъ къ наименьшему, называемое степенью изохронизма i. Очевидно,

$$i = \frac{\omega max}{\omega min}. \qquad (15)$$

Зависимость между степенью изохронизма i и степенью неравномѣрности δ выводится весьма просто

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega} = \frac{2(\omega_1 - \omega_2)}{\omega_1 + \omega_2} = 2\frac{\frac{\omega_1}{\omega_2} - 1}{\frac{\omega_1}{\omega_2} + 1} = 2\frac{i-1}{i+1}. \qquad (16)$$

Имѣются конструкціи регуляторовъ производительности (см. ниже), въ которыхъ степень неравномѣрности δ не измѣняется при перестановкѣ регулятора.

Переходя теперь къ подробному статическому изслѣдованію плоскаго регулятора, замѣтимъ, что здѣсь придется имѣть дѣло съ проявленіями силъ инерціи, тяжести и тренія и съ натяженіемъ пружинъ.

§ 2. Дѣйствія силъ инерціи въ плоскомъ регуляторѣ.

Такъ какъ въ плоскомъ регуляторѣ имѣется случай относительнаго движенія, гдѣ вращеніе оси регулятора есть движеніе уносящее, а качаніе груза вокругъ его мгновенной оси качанія — относительное, то, кромѣ нормальной и тангенціальной силы инерціи, появляется еще добавочная сила инерціи, вызываемая ускореніемъ Коріолиса, или сложнымъ центробѣжнымъ ускореніемъ. Послѣднее, какъ извѣстно, равно

$$j_k = 2 v_r \omega \cdot \sin\alpha, \qquad (17)$$

гдѣ v_r — линейная скорость относительнаго движенія, въ данномъ случаѣ линейная скорость качанія груза при его качаніи вокругъ мгновенной оси качанія;

ω — угловая скорость уносящаго движенія, въ данномъ случаѣ—угловая скорость вращенія оси регулятора;

α — уголъ между направленіемъ относительной скорости v_r и осью вращенія ω.

Въ плоскомъ регуляторѣ, согласно его выше данному опредѣленію,

$$\alpha = 90^\circ,$$

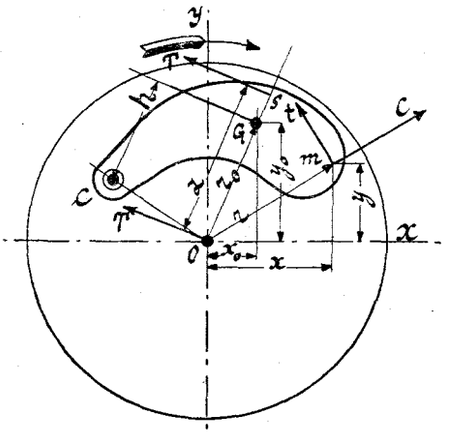
слѣдовательно для плоскаго регулятора ускореніе Коріолиса

$$j_k = 2 v_r \omega. \qquad (18)$$

Ускореніе это всегда нормально къ относительной скорости v_r; направленіе его получится, если повернуть относительную скорость v_r по направленію вращенія ω на 90°. Такимъ образомъ въ плоскомъ регуляторѣ ускореніе Коріолиса, а слѣдовательно и вызываемая имъ сила Коріолиса, всегда направлена по мгновенному радіусу качанія груза, т. е. въ общемъ случаѣ — нормально къ оси или цапфѣ качанія. Слѣдовательно, сила Коріолиса даетъ относительно оси шарнира лишь моментъ тренія, появляющійся въ моментъ перестановки эксцентрика и могущій дѣйствовать въ ту или другую сторону, въ зависимости отъ направленія перемѣщенія груза. Поэтому дѣйствіе силы Коріолиса будетъ подробнѣе разобрано ниже, при опредѣленіи сопротивленій тренія.

Переходя теперь къ разсмотрѣнію нормальной силы инерціи, прежде всего замѣтимъ, что въ механикѣ доказывается теорема о томъ, что центробѣжная сила груза любой формы равна по величинѣ той центробѣжной силѣ, какая получилась бы, если бы въ центрѣ тяжести груза сосредоточить всю его массу; однако, эта центробѣжная сила не проходитъ, вообще говоря, чрезъ центръ тяжести тѣла. Между

тѣмъ въ плоскихъ регуляторахъ центробѣжная сила, кромѣ подчиненія ея только что указанной теоремѣ о величинѣ, еще и проходитъ чрезъ центръ тяжести тѣла, если только послѣднее симметрично относительно плоскости вращенія, проходящей чрезъ его центръ тяжести. Докажемъ это, имѣя въ виду грузъ, симметричный относительно плоскости вращенія, проходящей чрезъ его центръ тяжести; это даетъ возможность замѣнять проекціи силъ на плоскость вращенія самыми силами.



Фиг. 40.

По обозначеніямъ фиг. 40 имѣемъ:
для частицы, масса которой dm, центробѣжная сила будетъ

$$c = dm \cdot \omega^2 \cdot r,$$

а ея слагающія по осямъ координатъ

$$c_x = dm \cdot \omega^2 \cdot r \frac{x}{r} = dm \cdot \omega^2 \cdot x,$$

$$c_y = dm \cdot \omega^2 \cdot r \frac{y}{r} = dm \cdot \omega^2 \cdot y,$$

такъ какъ сила c проходитъ чрезъ начало координатъ O, совпадающее съ центромъ вала. Интегрируемъ и получаемъ

$$C_x = \int dm \cdot \omega^2 \cdot x = \omega^2 \int x \cdot dm = \omega^2 \cdot M \cdot x_0,$$

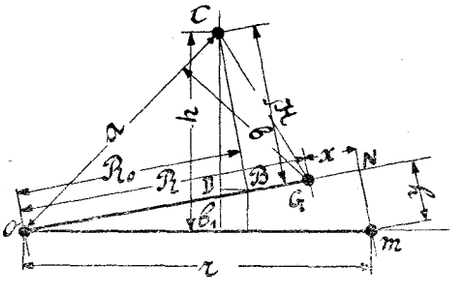
$$C_y = \int dm \cdot \omega^2 \cdot y = \omega^2 \int y \cdot dm = \omega^2 \cdot M \cdot y_0,$$

такъ какъ $\int dm \cdot x$ есть статическій моментъ груза M относительно оси координатъ OY, а $\int dm \cdot y$ есть статическій моментъ груза относительно оси координатъ OX; x_0, y_0—координаты центра тяжести G груза M. Отсюда

$$C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \omega^2 M \sqrt{x_0^2 + y_0^2} = \omega^2 \cdot M \cdot r_0, \qquad (19)$$

что и требовалось доказать. Итакъ, въ плоскомъ регуляторѣ центробѣжная сила груза равна по величинѣ той, которая получится, если въ центрѣ тяжести груза сосредоточить всю его массу, и приложена въ центрѣ тяжести груза, если грузъ симметриченъ относительно плоскости вращенія, проходящей чрезъ его центръ тяжести.

Отсюда можно вывести, какъ слѣдствіе, слѣдующую теорему: въ плоскомъ регуляторѣ моментъ центробѣжной силы груза относительно его оси качанія равенъ моменту его центробѣжной силы, приложенной въ центрѣ тяжести. Не трудно доказать эту теорему самостоятельно (фиг. 41). На



Фиг. 41.

чертежѣ O—центръ вала, C—цапфа качанія груза, центръ тяжести котораго въ точкѣ G. – Моментъ относительно оси качанія C центробѣжной силы массы dm

$$l = dm \cdot \omega^2 \cdot r \cdot h.$$

Изъ чертежа $h = CD + Db_1 = H \frac{R + x}{r} + R_0 \frac{y}{r}$,

откуда $l = dm \cdot \omega^2 [H(R + x) + R_0 \cdot y]$.

Интегрируя находимъ

$$L_1 = \omega^2 \cdot H \cdot R \int dm + \omega^2 H \int dm \cdot x + \omega^2 R_0 \int dm \cdot y.$$

Но послѣдніе два интеграла, какъ статическіе моменты груза относительно его центра тяжести, равны нулю и окончательно

$$L_1 = \omega^2 \cdot M \cdot R \cdot H. \qquad (20)$$

Разумѣется, обѣ доказанныя теоремы относятся

не только къ собственно грузу, но и ко всякой другой вращающейся части регулятора, напр. къ эксцентрику. Гдѣ нужно, вмѣсто постоянной оси качанія, надо брать мгновенную ось качанія.

Изъ той же фиг. 41 имѣемъ $K \cdot H = a \cdot b$, какъ двойная площадь треугольника OGC, отсюда

$$L_1 = \omega^2 \cdot M \cdot a \cdot b. \qquad (21)$$

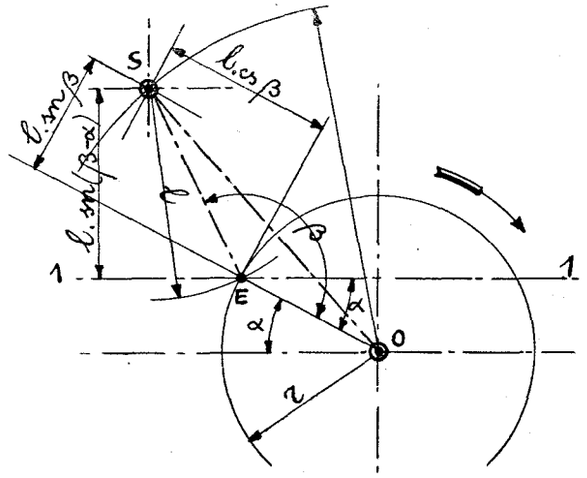
Если вѣсъ тѣла G, то $M = \frac{G}{g} = \frac{G}{9{,}81}$,

а угловая скорость $\omega = \frac{\pi n}{30}$; (4)

отсюда $L_1 = \frac{Gabn^2}{900} = 0{,}00112\ Ga \cdot b \cdot n^2$. (22)

Здѣсь G—въ кг., a и b въ метрахъ, а моментъ въ кг. мет.

Ф-ла 22 относится ко всѣмъ вращающимся частямъ плоскаго регулятора. Посмотримъ, какой моментъ относительно оси качанія эксцентрика даетъ инерція поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма. При этомъ, какъ и вездѣ въ дальнѣйшемъ, длина эксцентриковой тяги принята безконечно большой по сравненію съ эксцентриситетомъ, такъ что направленіе тяги 1—1 всегда параллельно оси машины. Изъ фиг. 42 имѣемъ для



Фиг. 42.

нѣкоторой опредѣленной скорости вращенія регулятора, при которой центръ эксцентрика E описываетъ окружность радіуса r:

$$L_2 = M_2 r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \cdot l \cdot \sin(\beta - \alpha),$$

гдѣ M_2—масса поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, приведенная къ центру эксцентрика E; остальныя величины обозначены на чертежѣ.

Имѣемъ $\cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha) = \sin\beta \cdot \cos^2\alpha - \cos\beta \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha$; $\cos^2\alpha = \frac{\cos(2\alpha)+1}{2}$ и $\sin\alpha \cdot \cos\alpha = \frac{1}{2}\sin(2\alpha)$.

Подставляемъ

$$\cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha) = \frac{\sin\beta \cdot \cos(2\alpha) + \sin\beta}{2} - \frac{\cos\beta \cdot \sin(2\alpha)}{2} = \frac{1}{2}\left[\sin\beta + \sin(\beta - 2\alpha)\right] = \frac{1}{2}\left[\sin\beta - \sin(2\alpha - \beta)\right].$$

Такъ какъ, при опредѣленной скорости регулятора, $\beta = \text{const.}$, то и $\sin\beta = \text{const}$. Отсюда не трудно найти среднее значеніе функціи $\sin(2\alpha - \beta)$, гдѣ α измѣняется въ предѣлахъ отъ O до π непрерывно. Такъ какъ среднее значеніе функціи $f(x)$ между предѣлами a и b равно интегралу $\int_b^a \frac{f(x)dx}{a-b}$, то среднее значеніе функціи $\sin(2\alpha - \beta)$ будетъ

$$\frac{1}{\pi}\int_0^\pi \sin(2\alpha - \beta)d\alpha = \frac{1}{\pi}\left[\cos\beta \int_0^\pi \sin(2\alpha)\,d\alpha - \sin\beta \cdot \int_0^\pi \cos(2\alpha)\,d\alpha\right] = 0.$$

Слѣдовательно получаемъ среднее значеніе

$$\cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha) = \frac{1}{2}\sin\beta \text{ и}$$

$$L_2 = \frac{1}{2} M_2 r\omega^2 \, l \cdot \sin\beta. \qquad (23)$$

Здѣсь $M_2\, r\, \omega^2$—центробѣжная сила поступательно движущихся частей, отнесенныхъ къ центру эксцентрика, $l \cdot \sin\beta$—плечо этой силы относительно оси качанія эксцентрика S, такъ какъ направленіе центробѣжной силы идетъ чрезъ OE. Отсюда, какъ и раньше, замѣняя M_2 и ω чрезъ G_2 и n, получаемъ

$$L_2 = \frac{1}{2}\frac{G_2 a_2 b_2 n^2}{900} = 0{,}00056\, G_2 a_2 b_2 n^2. \qquad (24)$$

Здѣсь G_2—вѣсъ поступательно движущихся частей, приведенный къ центру эксцентрика E; $a_2 = OS$; b_2—перпендикуляръ изъ E на линію OS.

Слѣдовательно, среднее значеніе момента силъ инерціи поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма относительно оси качанія эксцентрика равно *половинѣ* произведенія изъ центробѣжной силы массы этихъ частей, приведенной къ центру эксцен-

трика, на плечо той же силы относительно оси качанія эксцентрика.

Очевидно, ф-лы 23 и 24 справедливы одинаково какъ для горизонтальныхъ, такъ и для вертикальныхъ машинъ.

Такъ какъ центробѣжная сила всегда направлена по радіусу отъ центра вала, то слѣдовательно инерція поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма стремится увеличить эксцентриситетъ, т. е. даетъ моментъ вокругъ оси качанія эксцентрика того же знака, что и натяженіе пружины, и стремится увеличить наполненіе. Если эксцентрикъ качается вокругъ вала, какъ на фиг. 7, то эксцентриситетъ его остается постояннымъ и дѣйствіе силъ инерціи поступательно движущихся частей выражается въ моментѣ тренія, получающемся отъ прижиманія эксцентрика къ валу. Это ясно видно изъ ф-лы 23: если ось качанія эксцентрика совпадаетъ съ центромъ вала O, то уголъ $\beta = 0$,

$$\sin \beta = 0$$

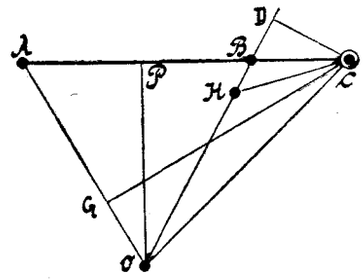
и $L_2 = 0$, согласно ф-лѣ 23. Среднее значеніе этого момента тренія будетъ, очевидно,

$$L_3 = \frac{1}{2} M_2 r \omega^2 \mu \rho, \qquad (25)$$

гдѣ ρ — радіусъ вала, μ — коэффиціентъ тренія между валомъ и эксцентрикомъ, а направленіе момента таково, что онъ всегда противодѣйствуетъ перемѣщенію эксцентрика регуляторомъ. Этотъ моментъ тренія появляется только при перестановкѣ эксцентрика, слѣдовательно лишь при измѣненіи угловой скорости вращенія, а потому въ статическомъ расчетѣ имъ можно пренебрегать.

Теперь остановимся нѣсколько подробнѣе на выясненіи термина „приведенная масса“. Если дѣло идетъ о статическомъ моментѣ центробѣжной силы груза относительно его оси качанія, то докажемъ, что приведенная масса въ этомъ случаѣ получается простымъ умноженіемъ дѣйствительной массы на отношеніе плечъ въ томъ случаѣ, когда центръ приведенія лежитъ на прямой, соединяющей ось качанія съ центромъ тяжести массы, и умноженіемъ предыдущаго произведенія на отношеніе радіусовъ векторовъ вращенія, когда центръ приведенія не лежитъ на прямой, соединяющей ось качанія съ центромъ тяжести массы.

Разсмотримъ (фиг. 43) сначала первый случай. Масса m находится въ точкѣ B, требуется опредѣлить ея массу, приведенную къ точкѣ A, при чемъ моментъ ея центробѣжной силы вокругъ оси качанія C долженъ получиться прежній, т. е. равный $\omega^2 . m . \overline{OB} . \overline{DC}$. Здѣсь O- центръ вала, ω — угловая скорость вращенія. Изъ подобія треугольниковъ



Фиг. 43.

AOP и ACG, имѣющихъ общій уголъ при A, имѣемъ

$$\frac{OA}{OP} = \frac{CA}{CG} \text{ или } \overline{OA} . \overline{CG} = \overline{CA} . \overline{OP},$$

гдѣ CG — перпендикуляръ изъ C на AO. Изъ подобія треугольниковъ OBP и CBD, имѣющихъ равные углы при B, имѣемъ

$$\frac{CB}{CD} = \frac{OB}{OP} \text{ или } \overline{OP} . \overline{CB} = \overline{OB} . \overline{CD}.$$

Перемножаемъ и получаемъ

$$\overline{OA} . \overline{CG} . \overline{OP} . \overline{CB} = \overline{CA} . \overline{OP} . \overline{OB} . \overline{CD}$$

$$\text{или } \overline{OA} . \overline{CG} \frac{CB}{CA} = \overline{OB} . \overline{CD}.$$

Множимъ обѣ части на $\omega^2 m$:

$$\omega^2 . \overline{OA} . \overline{CG} \left(m \frac{CB}{CA} \right) = \omega^2 . m . \overline{OB} . \overline{CD}, \qquad (26)$$

гдѣ лѣвая часть представляетъ моментъ вокругъ C центробѣжной силы массы $\left(m \frac{CB}{CA} \right)$, приведенной къ точкѣ A, что и требовалось доказать.

Допустимъ теперь, что центръ приведенія A не лежитъ на прямой CH, гдѣ H—точка массы m, моментъ центробѣжной силы которой относительно C равенъ $\omega^2 . m . \overline{OH} . \overline{CD}$. Требуется привести массу точки H къ точкѣ A. Пользуясь только что доказаннымъ, пишемъ

$$\overline{OA} \cdot \overline{CG} \cdot \frac{CB}{CA} = \overline{OB} \cdot \overline{CD} \cdot$$

Дѣлимъ обѣ части на $\overline{OB}$ и множимъ на $\overline{OH}$ и $\omega^2 m$, получаемъ

$$\omega^2 \cdot \overline{OA} \cdot \overline{CG} \left(m \cdot \frac{CB}{CA} \cdot \frac{OH}{OB} \right) = \omega^2 m \cdot \overline{OH} \cdot \overline{CD}. \qquad (27)$$

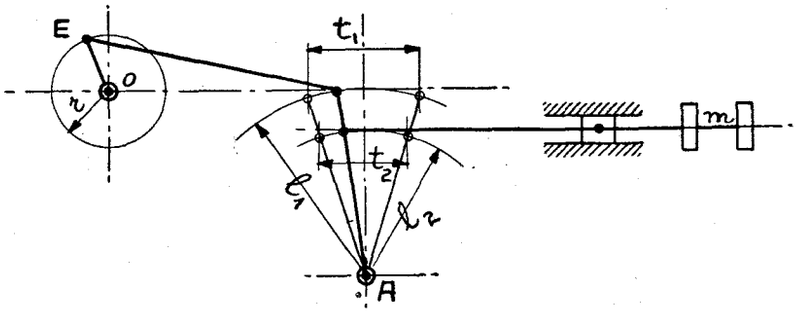
Здѣсь правая часть равенства представляетъ моментъ центробѣжной силы массы m, находящейся въ H, а

лѣвая—равный ему моментъ центробѣжной силы той же массы m, приведенной къ точкѣ А по вышедоказанному правилу.

Итакъ обѣ теоремы доказаны, хотя онѣ очевидны и безъ строгаго доказательства, такъ какъ моментъ центробѣжной силы относительно оси качанія есть обыкновенный статическій моментъ.

Разсмотримъ теперь приведеніе массы поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма къ центру эксцентрика, при чемъ возьмемъ самый общій случай, именно—балансиръ съ неравными плечами (фиг. 44).

При болѣе сложной формѣ эксцентрика, что обычно и имѣетъ мѣсто на практикѣ, приходится находить его центръ тяжести по общимъ правиламъ, раздѣляя на части, центры тяжести которыхъ извѣстны или легко находятся, и беря статическіе моменты относительно оси качанія. Знаніе центра тяжести эксцентрика необходимо и для дальнѣйшаго расчета, при выбалансировкѣ частей плоскаго регулятора. Направленіе момента центробѣжной силы эксцентрика относительно его оси качанія зависитъ отъ конструкціи регулятора, но въ большинствѣ случаевъ оно таково, что стремится увеличить наполненіе.



Фиг. 44.

Пусть масса поступательно движущихся частей будетъ m, тогда сила инерціи въ мертвой точкѣ будетъ

$$m \cdot r \cdot \omega^2 \frac{l_2}{l_1},$$

а моментъ ея относительно оси А балансира

$$m \cdot r \cdot \omega^2 \frac{l_2}{l_1} l_2.$$

Если назовемъ чрезъ P силу по эксцентриковой тягѣ, уравновѣшивающую этотъ моментъ, то очевидно

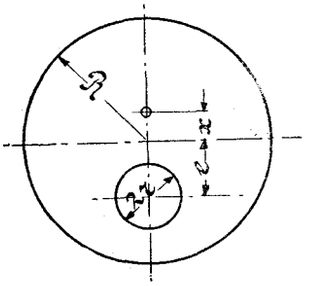
$$P = m \cdot r \cdot \omega^2 \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{t_2}{t_1}\right)^2. \quad (28)$$

Итакъ здѣсь уже приходится вводить въ расчетъ квадраты линейныхъ мѣръ—длинъ балансира или путей золотника. Если $l_1 = l_2$, то, очевидно, приведенная масса равна дѣйствительной массѣ поступательно движущихся частей.

Центробѣжная сила самого эксцентрика должна быть приложенной, по вышедоказанному, въ его центрѣ тяжести, вообще не совпадающемъ съ его геометрическимъ центромъ. Въ случаѣ простого эксцентриковаго диска (фиг. 45), его центръ тяжести находится весьма просто:

$$x = \frac{\Sigma m x}{\Sigma m} = \frac{\pi R^2 \cdot 0 - \pi r^2 \cdot e}{\pi R^2 - \pi r^2} = -e \frac{r^2}{R^2 - r^2}. \quad (29)$$

Центробѣжная сила эксцентриковаго хомута съ достаточнымъ приближеніемъ можетъ считаться приложенной въ его геометрическомъ центрѣ и дѣйствующей по направленію прямой, соединяющей центръ эксцентрика съ центромъ вала, слѣдовательно къ ней приложимо все ранѣе сказанное объ инерціи поступательно движущихся частей и при выводѣ формулы 25.



Фиг. 45.

Что касается эксцентриковой тяги, то, какъ извѣстно, часть ея массы, именно

$$m_1 = M - \frac{J}{l^2}, \quad (30)$$

можно считать за поступательно движущуюся, а остальную массу

$$m_2 = M - m_1. \quad (31)$$

—за вращающуюся. Въ формулѣ 30 M обозначетъ всю массу тяги, J—ея моментъ инерціи относительно оси цапфы балансира или ползунка, l—ея длина отъ центра до центра. Если тяга призматическая, то

$$J = \frac{Ml^2}{3},$$

откуда

$$m_1 = M - \frac{Ml^2}{3l^2} = \frac{2}{3} M \text{ и } m_2 = \frac{1}{3} M.$$

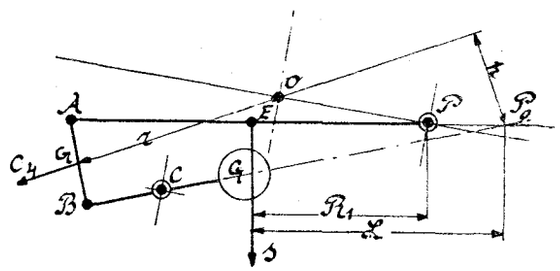
Въ большинствѣ случаевъ эксцентриковая тяга имѣетъ трапецоидальную форму, высота которой увеличивается по направленію къ эксцентрику. Зная точное очертаніе тяги, нетрудно опредѣлить вычисленіемъ m_1 и m_2, но въ большинствѣ случаевъ можно брать

$$m_1 = m_2 = 0{,}5\,M, \qquad (32)$$

т. е. относить половину массы эксцентриковой тяги къ поступательно движущимся, половину—къ вращающимся частямъ. Это будетъ строго справедливо для такой тяги, въ которой

$$J = \frac{1}{2} Ml^2.$$

Для выясненія вліянія центробѣжной силы шатунчика, передающаго движеніе грузовъ эксцентрику, замѣтимъ, что насъ здѣсь интересуютъ вообще не самыя силы, а ихъ моменты, по величинѣ и направленію. Если имѣемъ (фиг. 46) схему плоскаго



Фиг. 46.

регулятора, то центробѣжная сила шатунчика C_4 извѣстна, на основаніи вышеизложеннаго по величинѣ, направленію и точкѣ приложенія. Она равна

$$C_4 = m_4 \cdot \omega^2 \cdot r, \qquad (33)$$

гдѣ m_4—масса шатунчика, r—радіусъ вращенія его центра тяжести, ω—угловая скорость вращенія регулятора. Реакціи опоръ A и B статически неопредѣлимы, такъ какъ неизвѣстны ни ихъ направленія, ни величины. Однако это насъ и не интересуетъ: точное опредѣленіе реакцій опоръ, если бы оно и было возможно, привело бы лишь къ нахожденію незначительныхъ моментовъ тренія вокругъ цапфъ A и B, ненужныхъ для статическаго расчета, и которыми, въ виду малаго вѣса шатунчика, можно вообще пренебрегать безъ всякой ощутительной погрѣшности.

Въ механикѣ [23]) доказывается, что распредѣленіе массы стержня на оба его конца, скользящіе по направляющимъ кривымъ, тогда только можетъ дать точныя выраженія для моментовъ, когда выраженіе $\frac{s}{l} - \frac{k^2}{l^2}$ равно нулю. Здѣсь l—длина стержня, s—разстояніе отъ одной изъ цапфъ до центра тяжести, k—радіусъ инерціи относительно той же цапфы. Напр. для призматическаго стержня имѣемъ

$$s = \frac{l}{2} \text{ и } k = \sqrt{\frac{J}{M}} = \sqrt{\frac{Ml^2}{3M}} = \frac{l}{\sqrt{3}}.$$

Отсюда $\frac{s}{l} - \frac{k^2}{l^2} = \frac{l}{2l} - \frac{l^2}{3l^2} = \frac{1}{6}$.

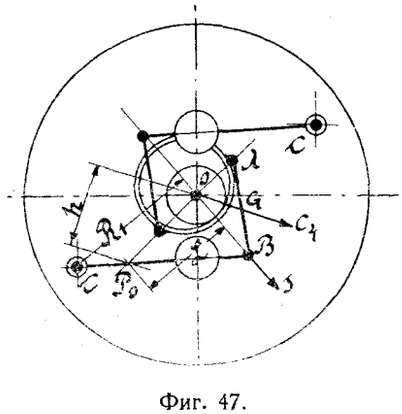
Что же касается интересующаго насъ момента центробѣжной силы шатунчика относительно оси качанія P эксцентрика, то онъ опредѣляется весьма просто по мгновенному центру P_0 вращенія шатунчика. Имѣемъ

$$C_4 \cdot h = S \cdot L,$$

гдѣ направленіе силы S выбираемъ нормально къ радіусу качанія PA, откуда находимъ силу S, приложенную въ центрѣ E эксцентрика, и моментъ этой силы относительно оси качанія эксцентрика P

$$L_4 = S \cdot R_1 = \frac{C_4 h}{L} R_1. \qquad (34)$$

Направленіе этого момента опредѣляется изъ чертежа. На фиг. 47 показано нахожденіе момента L_4

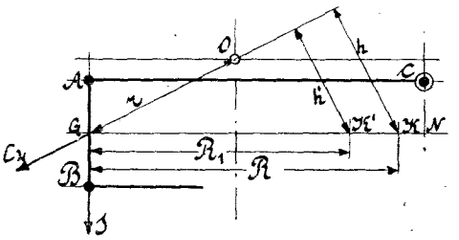


Фиг. 47.

для регулятора Buckeye, гдѣ эксцентрикъ качается вокругъ оси вала, для оси качанія груза C.

Если мгновенный полюсъ получается въ безконечномъ удаленіи, то можно выбрать взамѣнъ его

любую точку K, лежащую на линіи GN (фиг. 48), проходящей чрезъ центръ тяжести шатунчика и



Фиг. 48.

параллельной направленію рычаговъ. Для точки K получается

$$C_4 \cdot h = R \cdot S,$$

откуда сила $S = \frac{C_4 h}{R}$ и дѣйствуетъ по направленію оси шатунчика.

Для другой точки K_1 получается $C_4 h_1 = R_1 S_1$,

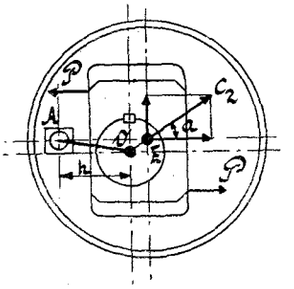
откуда $$S_1 = \frac{C_4 h_1}{R_1}.$$

Изъ чертежа видимъ, что $\frac{h}{R} = \frac{h_1}{R_1}$,

откуда $$S = S_1;$$

слѣдовательно, сила S вполнѣ опредѣлилась и въ этомъ случаѣ и не зависитъ отъ выбора точки K.

Если грузы и связанный съ ними эксцентрикъ передвигаются по прямой линіи, какъ въ регуляторѣ Strnad'a, то изслѣдованіе упрощается, и во всѣхъ предыдущихъ случаяхъ, разсмотрѣнныхъ въ настоящемъ параграфѣ, прямо получаются силы, приложенныя въ центрѣ эксцентрика, и прямо уравновѣшиваемыя натяженіемъ пружины. Шатунчикъ при этой конструкціи отпадаетъ.



Фиг. 49.

Если эксцентрикъ движется по прямой, а грузы качаются вокругъ осей C, какъ въ регуляторѣ Lentz'a (фиг. 17), то сила инерціи поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма даетъ силу C_2 (фиг. 49); слагаясь съ центробѣжной силой эксцентрика, которую здѣсь можно принять приложенной въ центрѣ эксцентрика, и съ центробѣжной силой хомута, она даетъ двѣ слагающія

$$C_2 \cdot \cos\alpha \text{ и } C_2 \cdot \sin\alpha,$$

изъ коихъ $C_2 \sin\alpha$ стремится сдвинуть эксцентрикъ въ положеніе наибольшаго наполненія, а сила $C_2 \cdot \cos\alpha$ производитъ прижиманіе эксцентрика къ направляющему камню. Слѣдовательно, при этомъ возникаетъ сила тренія $C_2 \cdot \cos\alpha \cdot \mu$, сопротивляющаяся перестановкѣ эксцентрика въ ту или другую сторону. Здѣсь подъ C_2 подразумѣвается сумма силъ

$$C_2 = \omega^2 r \left[\frac{1}{2} M_2 + m_e + m_x + \frac{1}{2} m_t\right], \quad (35)$$

гдѣ M_2 масса поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, приведенная къ центру эксцентрика; m_e — масса эксцентрика; m_x — масса хомута; m_t — масса эксцентриковой тяги, r — эксцентриситетъ эксцентрика.

Разсмотримъ теперь дѣйствіе тангенціальной силы инерціи, появляющейся лишь при измѣненіи угловой скорости вращенія регулятора. Здѣсь уже неприложима доказанная раньше для нормальной силы инерціи теорема о сосредоточеніи всей массы тѣла, независимо отъ его формы, въ центрѣ тяжести. Наоборотъ, форма вращающагося тѣла, вѣрнѣе — его моментъ инерціи, имѣетъ весьма важное значеніе.

Если угловая скорость вращающагося регулятора ω [24]) получила угловое ускореніе $\frac{d\omega}{dt}$, то частица m (фиг. 40) получитъ тангенціальное ускореніе $r\frac{d\omega}{dt}$ и дастъ тангенціальную силу инерціи

$$t = m \cdot r \cdot \frac{d\omega}{dt},$$

направленную по стрѣлкѣ. Разлагая силу t по направленіямъ осей координатъ x и y, получаемъ

$$t_x = -m \cdot r \frac{d\omega}{dt} \frac{y}{r} = -m \cdot y \frac{d\omega}{dt}$$

и $$t_y = +m \cdot r \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{x}{r} = +m \cdot x \frac{d\omega}{dt}.$$

Слагающія равнодѣйствующей силы будутъ

$$T_x = -\Sigma m y \frac{d\omega}{dt} = -\frac{d\omega}{dt} \Sigma m y = -\frac{d\omega}{dt} M \cdot y_0$$

и $$T_y = \Sigma m \cdot x \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \Sigma m \cdot x = \frac{d\omega}{dt} M x_0,$$

а самая равнодѣйствующая

$$T = \frac{d\omega}{dt} M r_0, \quad (36)$$

такъ какъ T_x и T_y нормальны другъ къ другу. Мы не знаемъ пока точки приложенія силы T, знаемъ

лишь, что она перпендикулярна къ радіусу OG, гдѣ G—центръ тяжести груза. Перенесемъ силу T въ точку O, не мѣняя направленія, и приложимъ моментъ

$$L = T \cdot z,$$

гдѣ z — неизвѣстное намъ разстояніе точки приложенія силы T до точки O. Но моментъ L опредѣляется весьма просто, именно

$$L = \Sigma\left[y \cdot t_x - x \cdot t_y\right] = \Sigma\left[y\left(-m \cdot y \cdot \frac{d\omega}{dt}\right) - x\left(m \cdot x \frac{d\omega}{dt}\right)\right] = -\frac{d\omega}{dt}\Sigma m(x^2+y^2)$$

$$\text{и } L = -\frac{d\omega}{dt} J_0, \qquad (37)$$

гдѣ J_0 — моментъ инерціи груза относительно оси вала O. Теперь находимъ искомое разстояніе z

$$z = \frac{L}{T} = \frac{-\frac{d\omega}{dt} J_0}{\frac{d\omega}{dt} Mr_0} = \frac{J_0}{Mr_0}. \qquad (38)$$

Какъ извѣстно, это есть уравненіе, опредѣляющее приведенную длину физическаго маятника, и слѣдовательно оно даетъ положеніе центра качанія. Итакъ, тангенціальная сила инерціи приложена въ центрѣ качанія S груза, считая за точку подвѣса ось вращенія O регулятора, и разстояніе $OS = z$ равно приведенной длинѣ физическаго маятника, качающагося вокругъ точки O.

Пользуясь ф-ми 36 и 38, переносимъ тангенціальную силу инерціи

$$T = \frac{d\omega}{dt} Mr_0, \qquad (36)$$

приложенную въ центрѣ качанія S, какъ сейчасъ доказано,—въ центръ тяжести груза G, находящійся на меньшемъ разстояніи r_0 отъ центра вала O, при чемъ $OS - r_0 = z - r_0 = b$. Тогда, какъ извѣстно,

$$r_0 \cdot b = \frac{J_G}{M},$$

гдѣ J_G — полярный моментъ инерціи груза относительно его центра тяжести G. Одновременно надо приложить къ грузу моментъ

$$L = T \cdot b = \frac{d\omega}{dt} Mr_0 \cdot \frac{J_G}{Mr_0} = \frac{d\omega}{dt} J_G. \qquad (39)$$

Итакъ дѣйствіе тангенціальной силы инерціи

$$T = \frac{d\omega}{dt} Mr_0, \qquad (36)$$

приложенной въ центрѣ качанія груза S, можно замѣнить дѣйствіемъ равной ей по величинѣ силы T, приложенной въ центрѣ тяжести G груза, если одновременно добавить статическій моментъ

$$L = \frac{d\omega}{dt} J_G, \qquad (39)$$

гдѣ J_G — полярный моментъ инерціи груза относительно его центра тяжести G.

Если плечо силы T, приложенной въ центрѣ тяжести G груза, относительно оси цапфы C равно h, то ф-лы 36 и 39 можно соединить въ одну

$$L_5 = \frac{d\omega}{dt}(J_G + Mr_0 h), \qquad (40)$$

гдѣ L_5 выражаетъ полный моментъ тангенціальной силы инерціи T относительно оси цапфы C. Если, какъ это часто бываетъ въ инерціонныхъ регуляторахъ, инерціонная масса устроена въ видѣ кольца или колеса, могущаго вращаться вокругъ цапфы O, то центръ тяжести ея совпадаетъ съ центромъ вала и въ ф-лѣ 40 получается

$$h = 0,$$

откуда

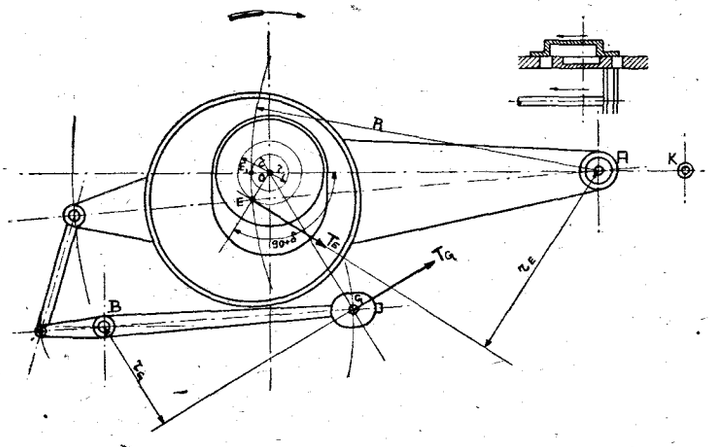
$$L_5 = \frac{d\omega}{dt} J_G = \frac{d\omega}{dt} J_0. \qquad (41)$$

Въ обыкновенномъ плоскомъ регуляторѣ моментъ инерціи груза J_G относительно оси, проходящей чрезъ его центръ тяжести, настолько малъ, что имъ всегда можно пренебречь. Наоборотъ, моментъ отъ тангенціальной силы инерціи

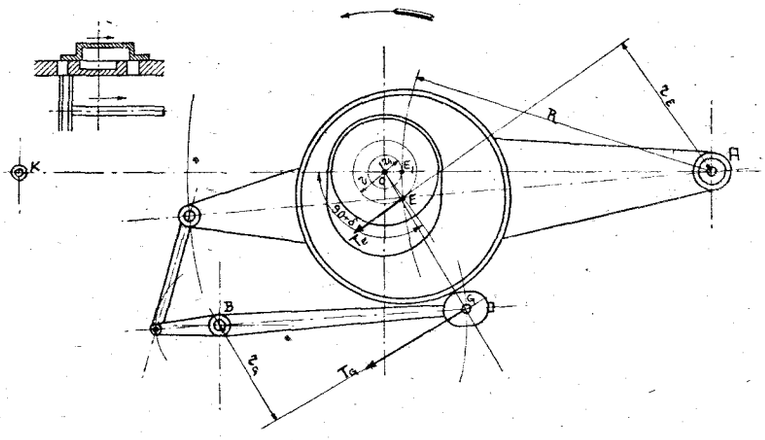
$$L_6 = \frac{d\omega}{dt} Mr_0 h \qquad (42)$$

можетъ достигать довольно большого значенія, такъ какъ r_0 и h могутъ быть довольно значительными величинами. Поэтому всегда слѣдуетъ обращать вниманіе на направленіе вращенія плоскаго регулятора, именно—выбирать его такъ, чтобы тангенціальная сила инерціи помогала центробѣжной силѣ тронуть грузы съ мѣста при измѣненіи угловой скорости вращенія регулятора. На фиг. 50 и 51 разобранъ случай вращенія регулятора Williams'a. На обѣихъ фигурахъ K означаетъ положеніе кривошипа, соотвѣтствующее показанному на чертежѣ расположенію частей регулятора, для простого золотника, съ прямымъ балансиромъ. При расположеніи регулятора по фиг. 50 тангенціальная сила инерціи груза и эксцентрика будетъ мѣшать центробѣжной силѣ груза тронуть регуляторъ съ мѣста, а по фиг. 51—

тангенціальная сила инерціи груза будетъ помогать, а эксцентрика—мѣшать центробѣжной силѣ. На обоихъ чертежахъ предположенъ случай увеличенія скорости машины, но, очевидно, аналогичное произойдетъ при уменьшеніи скорости машины. Замѣтимъ, что на практикѣ обычно пользуются расположеніемъ по фиг. 50, нѣсколько болѣе удобнымъ съ конструктивной точки зрѣнія.



Фиг. 50.



Фиг. 51.

§ 3. Дѣйствіе силъ тяжести и ихъ уравновѣшеніе.

При изслѣдованіи вліянія силъ тяжести нужно различать силы тяжести, дѣйствующія внутри самого регулятора, отъ силъ тяжести соединеннаго съ регуляторомъ распредѣлительнаго механизма. Послѣднія появляются лишь въ вертикальныхъ машинахъ и способы ихъ уравновѣшенія разобраны нѣсколько ниже, теперь же предстоитъ разсмотрѣть уравновѣшеніе силъ тяжести внутри регулятора.

Это уравновѣшеніе тѣмъ важнѣе для спокойнаго дѣйствія регулятора, чѣмъ меньшее число оборотовъ дѣлаетъ машина. Изъ основной формулы механики

$$P = M \frac{dv}{dt}$$

находимъ, что измѣненіе скорости массы M или приращеніе количества движенія ея пропорціонально импульсу силы

$$M(v_1 - v_2) = \int_{t_2}^{t_1} P \cdot dt,$$

откуда очевидна справедливость сейчасъ сказаннаго.

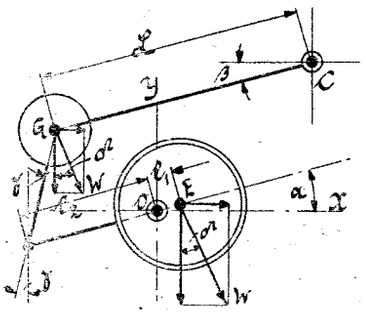
Если регуляторъ принадлежитъ къ 1 группѣ, то уравновѣшиваютъ при помощи центробѣжнаго груза вѣса эксцентрика, его хомута и половины эксцентриковой тяги, а также и шатунчика. Если регуляторъ принадлежитъ ко II группѣ, то центробѣжные грузы и шатунчики уравновѣшиваются сами по себѣ, а для уравновѣшенія эксцентрика, его хомута и половины эксцентриковой тяги приходится ставить отдѣльный грузикъ. То же самое относится къ группѣ третьей, въ которой однако уравновѣшеніе частей не имѣетъ особаго значенія, такъ какъ регуляторы этой группы большею частью работаютъ при большомъ числѣ оборотовъ, примѣрно около 200. На практикѣ обычно допускаются слѣдующія отклоненія въ ту или другую сторону отъ точнаго уравновѣшенія:

Число оборотовъ въ минуту	60	120	180	240	300
Допускаемое отклоненіе въ % . .	0%	15%	40%	60%	100%

Докажемъ прежде всего теорему: если части плоскаго регулятора уравновѣшены въ одномъ какомъ нибудь положеніи, то это равновѣсіе не нарушится при вращеніи вала регулятора, если только взаимное расположеніе частей регулятора остается безъ измѣненія, другими словами—если угловая скорость вращенія осталась прежней.

Разсмотримъ схему плоскаго регулятора (фиг. 52) и отнесемъ всѣ моменты къ цапфѣ эксцентрика O, совпадающей съ центромъ вала. При неизмѣнной скорости машины и взаимное расположеніе частей регулятора остается неизмѣннымъ. Вмѣсто того, чтобы вращать регуляторъ, будемъ вращать въ противоположную сторону силы тяжести, приложенныя въ центрахъ тяжести частей регулятора, тогда система осей координатъ OX и OY остается неподвижной, углы α, β и γ—неизмѣнные по условію,

а силы тяжести груза W и эксцентрика w составятъ перемѣнные углы δ съ осью OY. Разложимъ силы W и w на слагающія W_y и w_y, параллельныя



Фиг. 52.

оси OY, и слагающія W_x и w_x, параллельныя оси OX. Тогда изъ условія равновѣсія вокругъ точки O получается

$$w_y \cdot l_1 \cdot \cos\alpha = \frac{W_y \cdot l_2 \cdot \cos\beta \cdot \cos(\alpha+\gamma)}{\cos(\beta+\gamma)}; \quad (44)$$

во второй части плечо L, входящее въ числитель и знаменатель, сокращается, такъ какъ сила, дѣйствующая по оси шатунчика, будетъ

$$\frac{W_y \cdot L \cdot \cos\beta}{L \cdot \cos(\beta+\gamma)} = \frac{W_y \cdot \cos\beta}{\cos(\beta+\gamma)}.$$

Точно такъ же находимъ

$$w_x \cdot l_1 \cdot \sin\alpha = \frac{W_x \cdot l_2 \cdot \sin\beta \cdot \cos(\alpha+\gamma)}{\cos(\beta+\gamma)}. \quad (45)$$

Подставляя въ ур—ія 44 и 45 вмѣсто W_y, w_y, W_x и w_x ихъ величины

$$W_x = W \cdot \sin\delta,\ W_y = W \cdot \cos\delta,\ w_x = w \cdot \sin\delta,\ w_y = w \cdot \cos\delta,$$

увидимъ, что $\cos\delta$ и $\sin\delta$ сокращаются и получаются ур—ія

$$w \cdot l_1 \cdot \cos\alpha = \frac{W \cdot l_2 \cdot \cos\beta \cdot \cos(\alpha+\gamma)}{\cos(\beta+\gamma)} \quad (46)$$

и

$$w \cdot l_1 \cdot \sin\alpha = \frac{W \cdot l_2 \cdot \sin\beta \cdot \cos(\alpha+\gamma)}{\cos(\beta+\gamma)}, \quad (47)$$

куда δ совсѣмъ не входитъ. Слѣдовательно, равновѣсіе не нарушится при вращеніи регулятора и теорема доказана.

Дѣля ур—ie 47 на 46, получимъ

$$\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\beta$$

и

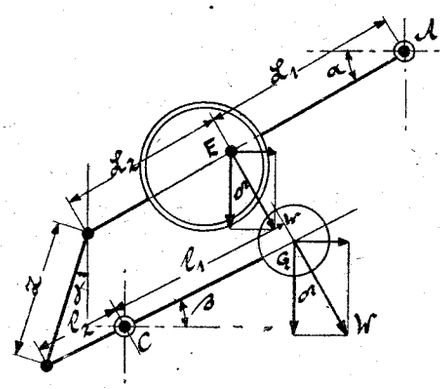
$$\underline{\alpha = \beta,} \quad (48)$$

какъ необходимое условіе равновѣсія. Такъ какъ при перестановкѣ регулятора, при измѣненіи угловой скорости вращенія, углы α и β измѣняются неодинаково, то равновѣсіе возможно лишь для опредѣленнаго положенія частей регулятора. Поэтому уравновѣшеніе частей регулятора производятъ для того положенія, въ которомъ регуляторъ обычно будетъ работать, т. е. для его средняго положенія.

На основаніи ур—ія 48 получается весьма простое условіе для равновѣсія силъ тяжести внутри регулятора этого типа

$$\underline{\frac{W}{w} = \frac{l_1}{l_2}}. \quad (49)$$

Слѣдовательно, въ регуляторѣ фиг. 52 надо взять углы α и β равными (ур—іе 48), а плечи l_1 и l_2 выбрать обратно пропорціональными грузамъ w и W; длина тяги L не играетъ никакой роли въ уравновѣшеніи силъ тяжести.



Фиг. 53.

Разсмотримъ силы тяжести въ регуляторѣ Williams'a (фиг. 53). Совершенно такъ же, какъ и для фиг. 52, получаемъ для моментовъ вокругъ цапфы качанія груза C

$$\frac{w_y \cdot L_1 \cdot l_2 \cdot \cos\alpha \cdot \cos(\beta+\gamma)}{(L_1+L_2)\cos(\alpha+\gamma)} = W_y \cdot l_1 \cdot \cos\beta$$

и

$$\frac{w_x \cdot L_1 \cdot l_2 \cdot \sin\alpha \cdot \cos(\beta+\gamma)}{(L_1+L_2)\cos(\alpha+\gamma)} = W_x \cdot l_1 \cdot \sin\beta,$$

откуда по прежнему находимъ

$$\underline{\frac{w}{W} = \frac{l_1(L_1+L_2)}{l_2 L_1}} \quad (50)$$

и

$$\underline{\alpha = \beta.} \quad (51)$$

На фиг. 52 и 53 буква E означаетъ общій центръ тяжести эксцентрика, его хомута и половины эксцентриковой тяги, буква—G общій центръ тяжести груза, его рычага и шатунчика. Разумѣется, вѣсъ послѣдняго можно отнести и къ точкѣ E, отчего

суть дѣла не измѣнится; это приведеніе вѣсовъ тоже слѣдуетъ дѣлать для средняго положенія регулятора. Нахожденіе точекъ E и G совершается по общимъ правиламъ, изъ статическихъ моментовъ силъ тяжести отдѣльныхъ частей относительно оси качанія по общеизвѣстной ф-лѣ

$$x_0 = \frac{\Sigma mx}{\Sigma m},$$

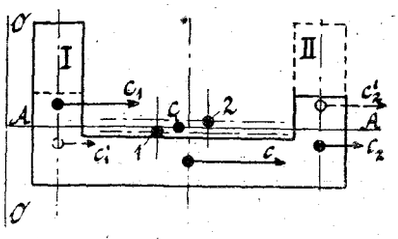
при чемъ центръ тяжести эксцентриковаго хомута и половины эксцентриковой тяги можно брать въ геометрическомъ центрѣ эксцентрика.

Переходимъ теперь къ регуляторамъ II группы, въ которыхъ вѣсъ эксцентрика, его хомута и половины эксцентриковой тяги приходится уравновѣшивать особымъ добавочнымъ грузомъ. Грузъ этотъ обычно прикрѣпляется къ эксцентрику, при чемъ соблюдаются слѣдующія два условія:

1) необходимо, чтобы статическій моментъ добавочнаго груза относительно оси качанія эксцентрика равнялся статическому моменту вѣса эксцентрика, его хомута и половины тяги;

2) слѣдуетъ выбрать форму добавочнаго груза такой, чтобы центробѣжныя силы его и эксцентрика лежали на одной прямой, во избѣжаніе защемленія шарнировъ отъ получающейся въ противномъ случаѣ пары.

Послѣднее станетъ яснымъ, если припомнить, что вообще центробѣжная сила не проходитъ чрезъ центръ тяжести тѣла, несимметричнаго относительно плоскости вращенія, проходящей чрезъ его центръ тяжести. Такъ, на фиг. 54 показано сплошными



Фиг. 54.

линіями тѣло, несимметричное относительно плоскости вращенія, проходящей чрезъ его центръ тяжести. Найдя по общимъ правиламъ центробѣжныя силы C_1 и C_2 его частей, опредѣляемъ ихъ равнодѣйствующую, приложенную въ точкѣ 1. Если же частямъ тѣла I и II придать форму, показанную пунктиромъ, то равнодѣйствующая центробѣжныхъ силъ C'_1 и C'_2 перемѣстится въ 2, въ то время какъ центръ тяжести C тѣла по прежнему остается на линіи AA.

Въ клапанныхъ машинахъ обычно примѣняютъ регуляторы II или III группы, сидящіе на распредѣлительномъ валу; въ этомъ случаѣ эксцентрикъ получается малаго діаметра, такъ что, при обычныхъ скоростяхъ этихъ машинъ, можно не заботиться объ уравновѣшиваніи его вѣса. Уравновѣшеніе вѣса эксцентрика въ регуляторѣ III группы ясно видно на фиг. 13, представляющей инерціонный регуляторъ Ridgeway.

Переходя къ изслѣдованію вліянія вѣса поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, замѣтимъ, что съ нимъ надо считаться лишь въ вертикальныхъ машинахъ, въ противоположность силѣ инерціи тѣхъ же частей, вліяніе которой одинаково, какъ въ горизонтальныхъ, такъ и въ вертикальныхъ машинахъ.

Вѣсъ всегда направленъ вертикально внизъ, поэтому его можно уравновѣсить простымъ примѣненіемъ обратнаго балансира. Такой способъ часто употребляется, однако при этомъ остается въ полной мѣрѣ вліяніе инерціи поступательно движущихся частей. Если желаютъ уравновѣсить одновременно вѣсъ и силу инерціи этихъ частей, то примѣняютъ уравновѣшеніе пружиной. Пружина можетъ быть укрѣплена однимъ концомъ къ верхнему концу золотниковой тяги, а другимъ—къ неподвижной точкѣ надъ золотниковой коробкой.

Такой пружиной сила инерціи распредѣлительнаго механизма можетъ быть вполнѣ уравновѣшена, если только пренебречь вліяніемъ длины эксцентриковой тяги, такъ какъ и сила инерціи и сила пружины измѣняются тогда по закону прямой линіи. Въ крайнемъ верхнемъ положеніи золотника сила сжатія пружины должна быть

$$S_1 = W - P,$$

въ крайнемъ нижнемъ—сила растяженія будетъ

$$S_2 = W + P,$$

гдѣ W—сила инерціи движущихся частей распредѣлительнаго механизма, P—ихъ вѣсъ.

Упругое сжатіе пружины будетъ s_1, упругое растяженіе s_2 и

$$s_1 + s_2 = s,$$

гдѣ s—полный ходъ золотника. Такъ какъ масштабъ пружины k (см. ниже, § 5) равенъ тангенсу угла наклона прямой натяженій пружины, то очевидно $W - P = ks_1$ и $W + P = ks_2$,

откуда $$W = k\frac{s}{2}$$

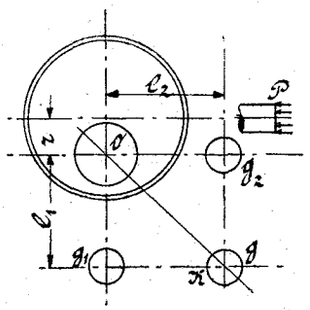
и масштабъ пружины $k = \frac{2W}{s}$.

Зная масштабъ пружины и наибольшую силу W + P, нетрудно разсчитать пружину.

Иногда ограничиваются тѣмъ, что уравновѣшиваютъ въ крайнемъ верхнемъ положеніи золотника лишь часть вѣса, напр. $^2/_3$, въ нижнемъ—соотвѣтственный избытокъ вѣса, напр. $^4/_3$. При этомъ будетъ уравновѣшена въ обоихъ крайнихъ положеніяхъ лишь часть силы инерціи, въ данномъ случаѣ равная $^1/_3$ вѣса частей, и пружина будетъ работать исключительно на сжатіе, что безопаснѣе и лучше для ея долговѣчности.

Иногда вѣсъ частей вертикальнаго распредѣлительнаго механизма уравновѣшиваютъ давленіемъ пара, дѣлая верхнюю часть золотниковаго стержня, надъ золотникомъ, соотвѣтственно толще нижней. Сила инерціи поступательно движущихся частей при этомъ остается неуравновѣшенной.

Совершенно аналогично съ дѣйствіемъ вѣса частей въ вертикальной машинѣ дѣйствуетъ и неуравновѣшенное давленіе пара на золотниковый стержень, если послѣдній пропущенъ только чрезъ переднюю стѣнку золотниковой коробки. Эта сила появляется одинаково какъ въ вертикальныхъ, такъ и въ горизонтальныхъ машинахъ. Ее можно легко уравновѣсить при помощи добавочнаго груза на эксцентрикѣ, какъ сейчасъ покажемъ. Положимъ, что мы имѣемъ дѣло съ горизонтальной машиной; эксцентрикъ стоитъ, какъ показано на фиг. 55. Цилиндръ находится справа отъ оси вала O, направленіе вращенія машины не имѣетъ значенія.



Фиг. 55.

Грузъ g_1 уравновѣшиваетъ вѣсъ эксцентрика, какъ указано выше, при чемъ его плечо l_1 выбирается конструктивно. Если давленіе пара p, діаметръ золотниковой тяги d, то неуравновѣшенное давленіе пара

$$P = p\frac{\pi d^2}{4},$$

а его моментъ относительно центра вала O

$$L = P \cdot r,$$

гдѣ r — эксцентриситетъ эксцентрика. Поставимъ грузъ g_2 той же величины, что и g_1, для уравновѣшенія этого давленія, тогда

$$g_2 \cdot l_2 = g_1 \cdot l_2 = L = P \cdot r,$$

откуда находимъ разстояніе l_2. Теперь соединяемъ оба одинаковыхъ груза g_1 и g_2 въ одинъ $g = g_1 = g_2$, получаемый въ точкѣ K, нахожденіе которой ясно изъ чертежа. Положеніе груза g не зависитъ отъ направленія вращенія машины, но зависитъ отъ ея расположенія. Если бы, при указанномъ на чертежѣ положеніи эксцентрика, цилиндръ былъ бы слѣва отъ главнаго вала, то грузъ g долженъ былъ бы перемѣститься на лѣвую сторону оси Og_1.

Итакъ, грузъ g, сдвинутый, какъ указано, изъ своего первоначальнаго положенія, уравновѣшиваетъ не только вѣсъ эксцентрика, но и давленіе пара на золотниковый стержень. Такой способъ уравновѣшенія плоскаго регулятора примѣняется въ настоящее время фирмой Buckeye.

Если вѣсъ вертикально движущихся частей не уравновѣшенъ или уравновѣшенъ лишь отчасти, то оставшаяся неуравновѣшенная часть вѣса G_7 производитъ давленіе на эксцентриковую тягу, принимаемую по прежнему безконечно длинной, и даетъ вокругъ оси качанія эксцентрика S нѣкоторый моментъ. Пользуясь фиг. 42, имѣемъ для момента силы G_7 относительно точки подвѣса эксцентрика S

$$L_7 = G_7 \cdot l \cdot \sin(\beta - \alpha).$$

Сила G_7 дѣйствуетъ все время въ одномъ направленіи, слѣдовательно въ теченіе одной половины оборота въ сторону движенія центра эксцентрика, въ теченіе другой—въ противоположную сторону. Поэтому ея среднее значеніе въ теченіе полу-оборота, т. е. для угла α, измѣняющагося непрерывно отъ $\alpha = 0$ до $\alpha = \pi$ и для $\beta = \text{const.}$ при данной скорости вращенія машины, найдется по извѣстному правилу интегральнаго исчисленія такимъ образомъ. Среднее значеніе $\sin(\beta - \alpha)$ будетъ

$$\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} \sin(\beta - \alpha)\, d\alpha = \frac{1}{\pi}\left[\sin\beta \int_0^{\pi} \cos\alpha \cdot d\alpha - \right.$$

$$\left. - \cos\beta \int_0^{\pi} \sin\alpha \cdot d\alpha\right] = -\frac{2}{\pi}\cos\beta.$$

Слѣдовательно

$$L_7 = -\frac{2}{\pi} G_7 \cdot l : \cos\beta = -0{,}64 \cdot G_7 \cdot l \cdot \cos\beta. \quad (52)$$

Знакъ момента лучше всего выбрать по схематическому чертежу. Такъ, на фиг. 42 видно, что, если

G_7 дѣйствуетъ налѣво, то при показанномъ на чертежѣ углѣ α моментъ L_7 стремится повернуть SE по часовой стрѣлкѣ и такимъ образомъ увеличить наполненіе, отодвигая центръ эксцентрика E отъ центра вала O. Очевидно, моментъ L_7 дѣйствуетъ въ ту же сторону въ теченіе полу-оборота, мѣняя направленіе при томъ положеніи центра эксцентрика E, когда радіусъ векторъ SE параллеленъ эксцентриковой тягѣ; въ теченіе слѣдующаго полу-оборота моментъ L_7 стремится придвинуть E къ O, т. е. уменьшить наполненіе.

Замѣтимъ, что подъ G_7 можно подразумѣвать и неуравновѣшенное давленіе пара на золотниковый стержень и вообще всякую силу, дѣйствующую постоянно въ одномъ и томъ же направленіи. Понятно, что среднее значеніе момента L_7 постоянно дѣйствующей силы за цѣлый оборотъ должно равняться нулю, въ чемъ нетрудно убѣдиться и аналитически, такъ какъ тогда уголъ α измѣняется отъ O до 2π и мы получаемъ среднее значеніе $\sin(\beta-\alpha)$

$$\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\sin(\beta-\alpha)\,d\alpha=\frac{1}{2\pi}\left[\sin\beta\int_0^{2\pi}\cos\alpha\cdot d\alpha-\right.$$

$$\left.-\cos\beta\cdot\int_0^{2\pi}\sin\alpha\cdot d\alpha\right]=0,$$

слѣдовательно и $L_7=0$ для полнаго оборота вала.

Отсюда слѣдуетъ, что вліяніе силъ, постоянно дѣйствующихъ въ одномъ и томъ же направленіи, выражается въ колебаніяхъ регулятора, періодъ которыхъ равенъ времени одного оборота, на среднюю же скорость машины онѣ не вліяютъ совсѣмъ. Такимъ образомъ, вліяніе постоянно направленной силы постоянной величины будетъ лишь чисто динамическое, производящее вынужденныя колебанія регулятора, а попутно и скорости машины, и въ статическомъ расчетѣ его можно совершенно не принимать во вниманіе.

§ 4. Дѣйствіе силъ тренія.

Сначала мы разсмотримъ только тѣ силы тренія, которыя дѣйствуютъ при статическомъ равновѣсіи регулятора, т. е. при постоянной угловой скорости вращенія или при нѣкоторомъ опредѣленномъ положеніи частей регулятора. Сюда относится прежде всего сила тренія F поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, включающая треніе золотника о зеркало, треніе его набивочныхъ колецъ, треніе въ сальникахъ и направляющихъ. Величину этого тренія можно считать съ достаточною точностью за постоянную; направленіе тренія, какъ всегда, противъ направленія движенія. Слѣдовательно по фиг. 42 треніе будетъ направлено въ теченіе полу-оборота отъ $\alpha=0$ до $\alpha=\pi$, налѣво, а въ теченіе другого полу-оборота, отъ $\alpha=\pi$ до $\alpha=2\pi$ — направо. Поэтому беремъ среднее значеніе момента тренія относительно цапфы качанія эксцентрика для полу-оборота машины. Сила F тренія направлена по эксцентриковой тягѣ, уголъ β при данной скорости вращенія—постоянный; совершенно аналогично съ формулой 52 получаемъ

$$L_8=F\cdot l\cdot\sin(\beta-\alpha)=-\frac{2}{\pi}F\cdot l\cdot\cos\beta. \quad (53)$$

Сила F тренія стремится отодвинуть центръ E эксцентрика отъ центра вала O, т. е. треніе F стремится увеличить наполненіе или ускорить ходъ машины; въ чемъ нетрудно убѣдиться изъ разсмотрѣнія фиг. 42. Практика вполнѣ подтверждаетъ этотъ выводъ.

Другой постоянно дѣйствующей силой тренія, при данномъ положеніи эксцентрика, является сила тренія хомута по эксцентрику, дающая нѣкоторый моментъ вокругъ центра эксцентрика. Прижиманіе хомута къ эксцентрику производится слѣдующими силами [25]):

1) Центробѣжной силой хомута C_1, при чемъ центръ тяжести хомута можно брать въ геометрическомъ центрѣ эксцентрика.

2) Вѣсомъ хомута G_1.

3) Вѣсомъ неуравновѣшенныхъ частей поступательно движущагося распредѣлительнаго механизма G_2.

4) Неуравновѣшеннымъ давленіемъ пара P.

5) Треніемъ F поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма.

6) Силой инерціи C_2 тѣхъ же частей.

Разсмотримъ вліяніе всѣхъ этихъ силъ на треніе эксцентриковаго хомута (фиг. 56).

Центробѣжная сила хомута C_1 всегда дѣйствуетъ по направленію отъ центра вала къ центру эксцентрика. Такъ какъ эта сила

$$C_1=\frac{G_1}{g}\omega^2 r=\text{const.}, \quad (54)$$

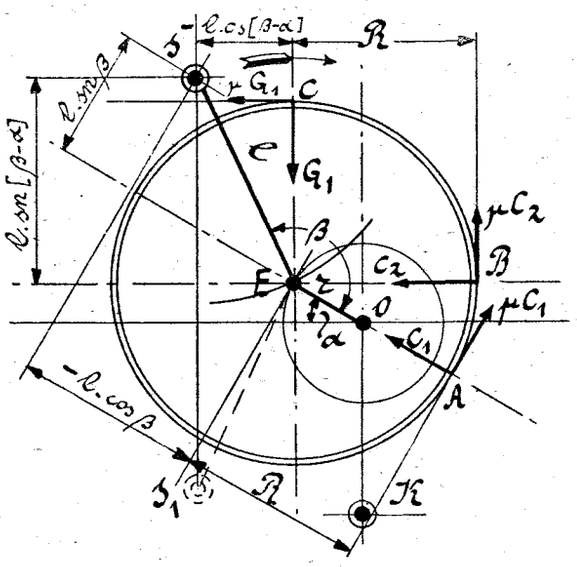
гдѣ r — эксцентриситетъ эксцентрика при данной угловой скорости машины, то и возбуждаемая ею сила тренія μC_1 тоже будетъ постоянной. Имѣемъ

$$\mu C_1=\mu\frac{G_1}{g}\omega^2 r,$$

а моментъ этой силы относительно оси качанія эксцентрика S

$$L' = \mu C_1 (R - l \cdot \cos\beta) = \mu \frac{G_1}{g} \omega^2 r (R - l \cdot \cos\beta); \quad (55)$$

здѣсь μ — коэффиціентъ тренія хомута объ эксцентрикъ, R – радіусъ эксцентрика. Такъ какъ въ формулѣ 55 всѣ величины постоянныя, то моментъ силы тренія отъ центробѣжной силы хомута есть величина постоянная, не зависящая отъ угла пово-



Фиг. 56.

рота α ни по величинѣ, ни по знаку. При показанномъ на фиг. 56 расположеніи, съ кривошиномъ въ K и цапфой качанія эксцентрика въ S, моментъ L′ стремится, очевидно, уменьшить наполненіе. При показанномъ пунктиромъ расположеніи — точкахъ K и S_1—моментъ L′ будетъ стремиться увеличить наполненіе. Очевидно моментъ L′ будетъ равнымъ нулю при

$$R = l \cdot \cos\beta$$

и наибольшимъ при

$$\cos\beta = -1 \text{ и } \beta = 180°.$$

Вѣсъ хомута G_1 даетъ постоянную силу тренія μG_1, приложенную въ точкѣ C и дающую моментъ относительно оси качанія S эксцентрика

$$L^{II} = \mu G_1 [l \cdot \sin(\beta - \alpha) - R]. \quad (56)$$

При первомъ расположеніи по фиг. 56 этотъ моментъ L^{II} во время большей части оборота стремится уменьшить наполненіе, при 2-мъ расположеніи—увеличить его, слѣдовательно моментъ L^{II} дѣйствуетъ въ ту же сторону, что и моментъ L′. Такъ какъ точка приложенія силы μG_1 все время передвигается по окружности эксцентрика, то найдемъ среднее значеніе момента L^{II} для предѣловъ α отъ O до 2π. Но среднее значеніе функціи $\sin(\beta - \alpha)$ для предѣловъ O и 2π, какъ мы нашли выше, равно нулю, слѣдовательно среднее значеніе момента L^{II} будетъ

$$L^{II} = -\mu G_1 R. \quad (57)$$

Такъ какъ этотъ моментъ дѣйствуетъ въ ту же сторону, что и моментъ L′, то ихъ можно прямо сложить

$$L^{I} + L^{II} = \mu \left[\frac{G_1}{g} \omega^2 r (R - l \cdot \cos\beta) + G_1 R \right]. \quad (58)$$

Вѣсъ поступательно движущихся частей G_2 даетъ постоянную силу тренія μG_2, приложенную въ точкѣ B, такъ какъ онъ всегда направленъ по эксцентриковой тягѣ, предполагаемой въ данномъ случаѣ вертикальной. Слѣдовательно фиг. 56 должна быть разсматриваемой какъ бы повернутой на 90°. Моментъ силы μG_2 относительно оси S качанія эксцентрика будетъ

$$L^{III} = \mu G_2 [R - l \cdot \cos(\beta - \alpha)],$$

такъ какъ

$$\cos(180 + \alpha - \beta) = -\cos(\beta - \alpha).$$

Точка B движется непрерывно по всей окружности эксцентрика, поэтому беремъ среднее значеніе функціи $\cos(\beta - \alpha)$ для предѣловъ α отъ O до 2π; получаемъ

$$\cos(\beta - \alpha) \Big|_0^{2\pi} = \Big| \cos\beta \cdot \cos\alpha + \sin\beta \cdot \sin\alpha \Big|_0^{2\pi} =$$

$$= \frac{1}{2\pi} \left[\cos\beta \int_0^{2\pi} \cos\alpha \cdot d\alpha + \sin\beta \int_0^{2\pi} \sin\alpha \cdot d\alpha \right] = 0$$

и

$$L^{III} = \mu G_2 R, \quad (59)$$

какъ и слѣдовало ожидать, такъ какъ дѣйствіе силы тренія μG_2 совершенно аналогично дѣйствію силы μG_1.

Разумѣется, и дѣйствіе неуравновѣшеннаго давленія пара P будетъ совершенно аналогичнымъ и моментъ тренія отъ неуравновѣшеннаго давленія пара дастъ въ среднемъ

$$L^{IV} = \mu P R. \quad (60)$$

Такъ какъ знаки этихъ моментовъ одинаковы, въ чемъ нетрудно убѣдиться изъ разсмотрѣнія фиг. 56, то можемъ написать

$$L^{I} + L^{II} + L^{III} + L^{IV} = \mu \left[\frac{G_1}{g} \omega^2 r (R - l \cdot \cos\beta) + R (G_1 + G_2 + P) \right]. \quad (61)$$

Слѣдовательно, этотъ суммарный моментъ стремится уменьшить наполненіе при расположеніи регулятора по фиг. 56 и стремится увеличить наполненіе при расположеніи по пунктиру фиг. 56. Выражается онъ достаточно простой ф-лой, вполнѣ удобной для практическаго примѣненія.

Переходимъ теперь къ выясненію вліянія тренія эксцентриковаго хомута отъ силъ № 5 и № 6.

Постоянное треніе F поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма даетъ постоянную силу тренія μF, приложенную въ точкѣ B (фиг. 56) и передвигающуюся непрерывно по окружности эксцентрика въ теченіе полуоборота, перескакивая затѣмъ на противоположный конецъ діаметра, при перемѣнѣ направленія хода золотника. Моментъ этой силы μF относительно оси качанія эксцентрика S будетъ

$$L^{V} = \mu F \left[R - l \cdot \cos(\beta - \alpha) \right]. \qquad (62)$$

Слѣдовательно при отысканіи средняго значенія функціи *cos* $(\beta - \alpha)$ предѣлами для α надо брать 0 и π. Получаемъ

$$\cos(\beta-\alpha)\Big|_0^{\pi} = \frac{1}{\pi}\left[\cos\beta\int_0^{\pi}\cos\alpha\cdot d\alpha + \sin\beta\int_0^{\pi}\sin\alpha\cdot d\alpha\right] = \frac{2}{\pi}\sin\beta$$

и среднее значеніе момента L^{V} будетъ

$$L^{V} = \mu F\left[R - \frac{2}{\pi} l\cdot\sin\beta\right]. \qquad (63)$$

Слѣдовательно среднее значеніе этого момента можетъ быть сдѣлано равнымъ нулю, если выбрать

$$l = \frac{\pi R}{2\sin\beta}, \qquad (64)$$

а пока $$R > \frac{2}{\pi} l\cdot\sin\beta$$

формула 63 даетъ моментъ L^{V}, уменьшающій наполненіе при расположеніи по фиг. 56 и увеличивающій наполненіе при расположеніи по пунктиру фиг. 56. Слѣдовательно дѣйствіе и этого момента аналогично дѣйствію всѣхъ предыдущихъ моментовъ L_I—L^{IV}, если только обращать вниманіе на знакъ момента L^{V}, зависящій отъ минуса внутри скобокъ формулы 63. Какъ видно изъ формулы 63, моментъ L^{V} получаетъ наибольшее значеніе при

$$\sin\beta = -1 \text{ и } \beta = 270^{0},$$

т. е. при расположеніи по пунктиру фиг. 56.

Теперь остается выяснить вліяніе тренія эксцентриковаго хомута, происходящаго отъ прижиманія хомута къ эксцентрику силой инерціи поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма. Эта сила инерціи равна

$$C_2 = \frac{G_2}{g}\omega^2\cdot r\cdot\cos\alpha$$

и даетъ перемѣнную силу тренія

$$\mu C_2 = \mu\frac{G_2}{g}\omega^2\cdot r\cdot\cos\alpha,$$

приложенную въ точкѣ B. Моментъ этой силы тренія μC_2 относительно оси качанія эксцентрика S будетъ

$$L^{VI} = \mu\frac{G_2}{g}\omega^2\cdot r\cdot\cos\alpha\left[R - l\cdot\cos(\beta-\alpha)\right]$$

или

$$L^{VI} = \mu\frac{G_2}{g}\omega^2 r\left[R\cdot\cos\alpha - l\cdot\cos\alpha\cdot\cos(\beta-\alpha)\right]. \qquad (65)$$

Такъ какъ сила инерціи C_2 въ первой половинѣ хода золотника сопротивляется движенію, а затѣмъ помогаетъ ему во второй половинѣ того же хода, то замѣчаемъ, что точка приложенія вызываемой ею силы тренія μC_2 перескакиваетъ по окружности каждые 90°, слѣдовательно непрерывное измѣненіе угла α въ формулѣ 65 происходитъ лишь въ предѣлахъ отъ $\alpha = 0$ до $\alpha = \frac{\pi}{2}$. Поэтому среднее значеніе момента L^{VI} можно найти, если предварительно опредѣлить среднее значеніе функціи

$$[R.\ \cos\alpha - l\ .\cos\alpha\ .\cos\ (\beta-\alpha)]$$

для вышеупомянутыхъ предѣловъ $\alpha = 0$ и $\alpha = \frac{\pi}{2}$. Имѣемъ

$$\cos\alpha\Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{2}{\pi}\int_0^{\frac{\pi}{2}}\cos\alpha\cdot d\alpha = \frac{2}{\pi};$$

$$\cos\alpha\cdot\cos(\beta-\alpha) = \cos^2\alpha\cdot\cos\beta + \sin\alpha\cdot\sin\beta\cdot\cos\alpha = \frac{\cos(2\alpha)+1}{2}\cos\beta + \frac{\sin\beta}{2}\sin(2\alpha) = \frac{\cos\beta\cdot\cos(2\alpha)}{2} + \frac{\cos\beta}{2} + \frac{\sin\beta\cdot\sin(2\alpha)}{2} = \frac{1}{2}\left[\cos\beta + \cos(2\alpha-\beta)\right].$$

Находимъ среднее значеніе функціи $\cos(2\alpha-\beta)$ для предѣловъ $\alpha = \frac{\pi}{2}$ и $\alpha = 0$:

$$\cos(2\alpha-\beta)\Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{2}{\pi}\left[\cos\beta\int_0^{\frac{\pi}{2}}\cos\ (2\alpha)\cdot d\alpha + \sin\beta\cdot\int_0^{\frac{\pi}{2}}\sin(2\alpha)\,d\alpha\right] = \frac{2}{\pi}\sin\beta.$$

Подставляя найденныя среднія значенія функцій α

въ формулу 65, находимъ среднее значеніе момента L^{VI}:

$$L^{VI} = \mu \frac{G_2}{g} \omega^2 r \left| \frac{2R}{\pi} - \frac{l \cdot \cos\beta}{2} - \frac{l \cdot \sin\beta}{\pi} \right| \cdot \quad (66)$$

Если желаемъ, чтобы моментъ L^{VI} обратился въ нуль, то необходимо соблюденіе условія

$$\frac{2R}{\pi} = \frac{l \cdot \cos\beta}{2} + \frac{l \cdot \sin\beta}{\pi},$$

откуда

$$l = \frac{4R}{\pi \cdot \cos\beta + 2\sin\beta}, \quad (67)$$

а если желаемъ одновременно уничтожить вліяніе моментовъ L^{V} и L^{VI}, то, на основаніи 64 и 67, должно быть

$$\frac{\pi R}{2\sin\beta} = \frac{4R}{\pi \cdot \cos\beta + 2\sin\beta}, \quad (68)$$

откуда находимъ

$$\frac{\pi \cdot \cos\beta + 2\sin\beta}{\sin\beta} = \frac{8}{\pi} \quad \text{или} \quad \pi \cdot ctg\,\beta = \frac{8}{\pi} - 2$$

и окончательно

$$ctg\,\beta = \frac{8}{\pi^2} - \frac{2}{\pi}. \quad (69)$$

Производя вычисленія, находимъ

$$\beta \cong 80^\circ \text{ или } \beta = 260^\circ. \quad (70)$$

Получили весьма интересный выводъ: во всѣхъ плоскихъ регуляторахъ, въ которыхъ уголъ β между направленіемъ эксцентриситета и радіусомъ векторомъ, проведеннымъ изъ оси качанія къ центру эксцентрика, составляетъ $\infty 80^\circ$ (260°), среднее значеніе момента силы тренія на эксцентрикѣ отъ сопротивленія поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма и ихъ инерціи, вокругъ оси качанія эксцентрика, равно нулю.

Слѣдовательно, расположеніе по пунктиру фиг. 56 (точка S_1) лучше расположенія, показаннаго на той же фигурѣ сплошными линіями.

Итакъ, въ то время какъ моменты L^{I}, L^{II}, L^{III} и L^{IV} весьма мало зависятъ отъ величины l и β, что видно изъ формулы 61, моменты L^{V} и L^{VI} могутъ быть уничтожены удачнымъ выборомъ величины l по формуламъ 64 и 67 и величины β по формулѣ 70.

Если ур—іе 67 не удовлетворено, то среднее значеніе момента L^{VI} не равно нулю. При расположеніи по фиг. 56 моментъ силы тренія отъ инерціи поступательно движущихся частей стремится уменьшить наполненіе; при расположеніи по пунктиру (S_1) той же фигуры—увеличить, но не въ такой степени, какъ для схемы первой уменьшить. Это видно изъ формулы 66: первому расположенію соотвѣтствуетъ приблизительно $\beta = 180^\circ$, тогда множитель внутри скобокъ будетъ при $\sin\beta = 0$

$$\left[\frac{2R}{\pi} + \frac{l}{2}\right]$$

и

$$L_I^{VI} = \infty \mu \frac{G_2}{g} \omega^2 r \left[\frac{2R}{\pi} + \frac{l}{2}\right]. \quad (71)$$

Для расположенія по пунктиру фиг. 56 (точка S_1) приблизительно $\beta = 270^\circ$ и множитель внутри скобокъ при $\cos\beta = 0$

$$\left[\frac{2R}{\pi} + \frac{l}{\pi}\right]$$

и

$$L_{II}^{VI} = \infty \mu \frac{G_2}{g} \omega^2 r \left[\frac{2R}{\pi} + \frac{l}{\pi}\right], \quad (72)$$

т. е. L_{II}^{VI} менѣе по абсолютной величинѣ момента L_I^{VI}.

Итакъ всѣ шесть моментовъ отъ силъ тренія на хомутѣ стремятся уменьшить наполненіе при расположеніи регулятора по фиг. 56 и увеличить его при расположеніи по пунктиру фиг. 56 (точка S_1). Кромѣ того, въ то время какъ моменты L^{II}, L^{III} и L^{IV} силъ тренія на хомутѣ отъ его вѣса, вѣса частей механизма въ вертикальныхъ машинахъ и неуравновѣшеннаго давленія пара на золотниковый стержень, не зависятъ отъ расположенія регулятора по той или иной схемѣ,—остальные моменты—L^{I}, L^{V} и L^{VI} отъ силъ тренія на хомутѣ, производимыхъ центробѣжной силой хомута, сопротивленіемъ частей распредѣлительнаго механизма и силой инерціи тѣхъ же частей, получаются сильно зависящими отъ расположенія и размѣровъ плоскаго регулятора. Удачнымъ выборомъ величинъ l (см. формулы 64 и 67) и угла β (см. формулу 70) можно сдѣлать моменты L^{V} и L^{VI} равными нулю.

Итакъ въ общемъ случаѣ суммарный моментъ всѣхъ силъ тренія на окружности эксцентрика вокругъ его оси качанія S

$$\underline{L_9} = L^{I} + L^{II} + L^{III} + L^{IV} + L^{V} + L^{VI} =$$

$$= \mu \left[\frac{G_1}{g} \omega^2 r (R - l \cos\beta) + R(G_1 + G_2 + P) + \right.$$

$$+ F\left(R - \frac{2}{\pi} l \cdot \sin\beta\right) + \frac{G_2}{g} \omega^2 r \left(\frac{2R}{\pi} - \frac{l\cos\beta}{2} - \right.$$

$$\left. \left. - \frac{l\sin\beta}{\pi} \right) \right] = \mu \left[R\left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r + \frac{2G_2}{\pi g}\omega^2 r + G_1 + G_2 + \right.\right.$$

$$\left. + P + F\right) - l \cos\beta \left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r + \frac{1}{2}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right) -$$

$$\left. - l \cdot \sin\beta \left(\frac{2}{\pi} F + \frac{1}{\pi}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right) \right]. \quad (73)$$

Если въ регуляторѣ $\beta = 180°$, то $\sin\beta = 0$ и $\cos\beta = -1$ и

$$L_9 = \mu\left[R\left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r + G_1 + G_2 + P + F + \frac{2}{\pi}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right) + l\left(\frac{G_2}{2g}\omega^2 r + \frac{G_1}{g}\omega^2 r\right)\right]. \quad (74)$$

Если въ регуляторѣ $\beta = 90°$, то $\cos\beta = 0$ и $\sin\beta = 1$ и

$$L_9 = \mu\left[R\left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r + G_1 + G_2 + P + F + \frac{2}{\pi}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right) - l\left(\frac{2F}{\pi} + \frac{1}{\pi}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right)\right]. \quad (75)$$

Моментъ по формулѣ 74, для расположенія по фиг. 56, будетъ стремиться уменьшить наполненіе; моментъ по формулѣ 75, увеличить. Изъ сравненія формулъ 74 и 75 видно, что первый моментъ больше второго, — что еще разъ подтверждаетъ выше сказанное, именно, что такое расположеніе, когда $\beta \cong 90$, выгоднѣе расположенія по сплошнымъ линіямъ фигуры 56. Со статической точки зрѣнія важно среднее значеніе момента, а съ динамической — наибольшая величина момента, мѣняющаго свой знакъ, а потому вызывающаго періодическія колебанія регулятора.

Если эксцентрикъ качается не вокругъ отдѣльной цапфы, а вокругъ оси вала, то въ формулѣ 73 будетъ

$$l = r \text{ и } \beta = 0,$$

откуда получится суммарный средній моментъ всѣхъ силъ тренія на хомутѣ вокругъ оси вала

$$L_9 = L^{I} + L^{II} + L^{III} + L^{IV} + L^{V} + L^{VI} =$$
$$= \mu\left[\frac{G_1}{g}\omega^2 r(r+R) + R(G_1 + G_2 + P + F) + \frac{G_2}{g}\omega^2 r\left(\frac{2R}{\pi} - \frac{r}{2}\right)\right] = \mu\left[R\left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r + \frac{2}{\pi}\frac{G_2}{g}\omega^2 r + G_1 + G_2 + P + F\right) + r\left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r - \frac{1}{2}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right)\right]. \quad (76)$$

Если эксцентрикъ переставляется по прямой линіи, то удобнѣе всего отнести моментъ тренія къ центру эксцентрика. Тогда въ формулѣ 73 надо взять

$$\beta = 0 \text{ и } l = 0,$$

такъ какъ въ этомъ случаѣ ось качанія S совпадаетъ съ центромъ эксцентрика E. Получаемъ изъ формулы 73

$$L_9 = \mu R\left[\frac{G_1}{g}\omega^2 r + \frac{2}{\pi}\frac{G_2}{g}\omega^2 r + G_1 + G_2 + P + F\right]. \quad (77)$$

Этотъ моментъ вызоветъ въ концахъ направляющихъ (фиг. 49) пару силъ P, которыя дадутъ силы тренія μP, противодѣйствующія передвиженію эксцентрика по направляющему кулаку.

Формулу 77 можно получить непосредственно, разсматривая фиг. 56. Сразу получаемъ моменты L^{I}, L^{II}, L^{III}, L^{IV} и L^{V}; моментъ тренія L^{VI} отъ прижиманія эксцентриковаго хомута инерціей поступательно движущихся частей получается тоже весьма просто

$$L^{VI} = \mu C_2 R = \mu\frac{G_2}{g}\omega^2 \cdot r \cdot \cos\alpha \cdot R,$$

гдѣ для перемѣннаго угла α надо взять по вышеуказанному предѣлы отъ 0 до $\frac{\pi}{2}$. Среднее значеніе $\cos\alpha$ будетъ

$$\cos\alpha\Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{2}{\pi}\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\alpha \cdot d\alpha = \frac{2}{\pi},$$

откуда среднее значеніе момента L^{VI}

$$L^{VI} = \mu\frac{2}{\pi}\frac{G_2}{g}\omega^2 r \cdot R,$$

какъ и въ формулѣ 77.

Изъ формулъ 73—77 ясно видно, что выгодно уменьшать радіусъ эксцентрика R; поэтому особенно благопріятно расположеніе регулятора на концѣ вала, когда, вмѣсто эксцентрика, можно воспользоваться эксцентрично расположенной цапфой небольшого діаметра. Съ тою же цѣлью—уменьшить размѣры эксцентрика, отъ діаметра котораго въ сильной степени зависятъ всѣ размѣры плоскаго регулятора, въ очень большихъ машинахъ колесо регулятора ставятъ на особый валъ небольшого діаметра, соединенный обратнымъ кривошипомъ съ главнымъ валомъ машины. Примѣръ такого расположенія, изъ моей конструкторской практики, указанъ въ книгѣ подъ № 8.

Итакъ на статическія условія равновѣсія плоскаго регулятора вліяетъ моментъ L_8 отъ тренія поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма и моментъ L_9 отъ тренія эксцентриковаго хомута. При этомъ моментъ тренія L_8 стремится увеличить наполненіе, а моментъ L_9 можетъ увеличивать — какъ для фиг. 56 — или уменьшать— какъ для пунктира фиг. 56 — наполненіе въ

зависимости отъ расположенія частей плоскаго регулятора.

Эти два момента—L_8 и L_9—дѣйствуютъ постоянно при вращеніи регулятора съ данною угловою скоростью ω. При измѣненіи скорости ω, происходитъ перестановка частей регулятора и при этомъ появляются добавочные моменты тренія вокругъ цапфъ, на которыхъ качаются части регулятора. Слѣдовательно, эти послѣдніе моменты тренія будутъ вліять на динамическія свойства регулятора и увеличивать нѣсколько степень нечувствительности ε_r.

Если полную реакцію цапфы обозначимъ чрезъ P, то появляющійся при перестановкѣ моментъ тренія будетъ

$$L = \mu P \rho, \tag{78}$$

гдѣ ρ – радіусъ цапфы. Реакцію P опредѣляемъ по общеизвѣстнымъ правиламъ, проще всего—графическимъ способомъ. Такъ какъ желательно по возможности уменьшать сопротивленія внутри регулятора, для увеличенія его чувствительности, то тѣ расположенія, при которыхъ реакціи цапфъ будутъ наименьшими, вообще говоря, и будутъ наилучшими. Въ этомъ отношеніи наилучшимъ надо признать регуляторъ Ball'a (фиг. 5), гдѣ центробѣжная сила груза прямо воспринимается пружиной, безъ всякихъ рычаговъ и цапфъ, или регуляторы съ прямолинейнымъ движеніемъ груза и радіально расположенной пружиной, непосредственно воспринимающей его центробѣжную силу. Однако въ этомъ послѣднемъ случаѣ неизбѣжны направляющія, значительно увеличивающія треніе, а въ регуляторахъ Strnad'a—ходовые винты, что надо признать весьма неудачной конструкціей. Наихудшимъ надо признать старое расположеніе регуляторовъ Proell'я, при которомъ на цапфу грузового рычага полностью передается центробѣжная сила груза и давленіе пружины, работающей на сжатіе. Нѣсколько лучше расположеніе регулятора Buckeye (фиг. 7), гдѣ центробѣжная сила груза и натяженіе пружины направлены въ противоположныя стороны, но не равны по абсолютной величинѣ, такъ какъ плечи этихъ силъ неодинаковы.

Иногда, съ цѣлью уменьшенія давленія на шарниры, прибѣгаютъ къ особымъ устройствамъ для ихъ разгрузки; однако сложность этихъ устройствъ говоритъ противъ ихъ цѣлесообразности; такова напримѣръ конструкція Franiek'a [5]).

Кромѣ реакціи равнодѣйствующей силы P, на цапфу грузового рычага давитъ еще сила Коріолиса, выражаемая ур—мъ

$$K = 2v_r \cdot \omega \cdot m \tag{79}$$

и дающая моментъ тренія вокругъ оси цапфы

$$L_k = \mu K \rho = \mu 2 v_r \omega \cdot m \rho, \tag{80}$$

гдѣ

$$j_k = 2v_r \cdot \omega — \tag{18}$$

ускореніе Коріолиса для плоскаго регулятора, m—масса груза, v_r—линейная скорость перестановки груза, ω—угловая скорость регулятора.

Для регулятора Williams'a (фиг. 6) при увеличеніи скорости машины грузъ стремится отодвинуться отъ вала, слѣдовательно Коріолисова сила будетъ направлена по радіусу качанія груза, отъ груза къ центру цапфы; при уменьшеніи скорости машины Коріолисова сила будетъ направлена въ противоположную сторону.

Если грузъ движется прямолинейно, то Коріолисова сила будетъ прижимать его нормально къ прямолинейной направляющей и дастъ силу тренія

$$\mu K = \mu \cdot 2 v_r \cdot \omega \cdot m, \tag{81}$$

сопротивляющуюся перестановкѣ.

Вліяніе Коріолисовой силы проявляется лишь при перестановкѣ регулятора, при измѣненіи угловой скорости вращенія; при постоянной угловой скорости имѣемъ

$$v_r = 0 \text{ и } K = 0$$

и слѣдовательно на статическія условія равновѣсія Коріолисова сила не вліяетъ. Скорость v_r можетъ быть опредѣлена по формуламъ главы IV.

Точно такъ же и катарактъ, или тормазъ, на статическія условія равновѣсія не вліяетъ, такъ какъ дѣйствіе его проявляется лишь при перестановкѣ регулятора, т. е. чисто динамически.

§ 5. Пружины плоскаго регулятора.

Въ плоскихъ регуляторахъ примѣняются преимущественно цилиндрическія винтовыя пружины, работающія на крученіе; рѣже встрѣчаются листовыя рессоры, работающія на изгибъ, и спиральныя пружины, тоже работающія на изгибъ.

Для цилиндрическихъ винтовыхъ пружинъ, работающихъ на крученіе, теорія упругости даетъ слѣдующія формулы:

$$P = 2 \frac{W_d \, K_d}{D} \tag{82}$$

и

$$F = \alpha \frac{n D^3}{d^4} \frac{P}{G}, \tag{83}$$

гдѣ P—сила, растягивающая или сжимающая пружину; W_d—моментъ сопротивленія сѣченія ея на

кручение; D—средній діаметръ витка; d—толщина квадратнаго или діаметръ круглаго сѣченія проволоки; G—модуль упругости на сдвигъ; Kd—допускаемое напряженіе на кручение; n—число витковъ; F—полное удлиненіе или укороченіе пружины; α—коэффиціентъ. Для круглаго сѣченія

$$W_d = \frac{\pi d^3}{16},\ \alpha = 8 \text{ и}$$

$$P = \frac{\pi}{8}\frac{d^3}{D}K_d, \qquad (84)$$

$$F = 8\frac{nD^3}{d^4}\frac{P}{G}; \qquad (85)$$

для квадратнаго $W_d = \frac{2}{9}d^3$, $\alpha = 5{,}65$ и

$$P = \frac{4}{9}\frac{d^3}{D}K_d, \qquad (86)$$

$$F = 5{,}65\frac{nD^3}{d^4}\frac{P}{G}. \qquad (87)$$

Изъ формулы 83 выводимъ весьма важное заключеніе: упругая деформація пружины прямо пропорціонально силѣ натяженія и числу витковъ пружины.

Надо замѣтить, что теорія Рело, на которой основаны формулы 82—87, съ большою точностью приложима лишь къ пружинамъ круглаго сѣченія, такъ какъ при всякой иной формѣ сѣченіе при крученіи не остается плоскимъ. Кромѣ того, на основаніи извѣстнаго свойства закаленныхъ предметовъ—давать трещины въ углахъ, пружины прямоугольнаго или квадратнаго сѣченія оказались весьма ненадежными. Наконецъ затрата матеріала, а слѣдовательно стоимость и вѣсъ для пружинъ круглаго сѣченія будетъ наименьшей для той же работы деформаціи, равной здѣсь полной работоспособности регулятора.

Такимъ образомъ всѣ преимущества оказываются на сторонѣ пружинъ съ проволокой круглаго сѣченія, что мы и будемъ принимать въ дальнѣйшемъ.

Растягиваемыя пружины оказались лучше сжимаемыхъ, такъ какъ въ послѣднихъ появляется продольный изгибъ (выпучиваніе), значительно измѣняющій условія работы пружины, почему сжимаемыхъ пружинъ и слѣдуетъ особенно избѣгать въ тѣхъ конструкціяхъ плоскихъ регуляторовъ, гдѣ длина пружины, по отношенію къ діаметру витка, оказывается значительной. Такимъ образомъ въ плоскихъ регуляторахъ главное значеніе имѣютъ формулы 84 и 85.

Въ виду неудобства расчета по этимъ формуламъ, на практикѣ часто прибѣгаютъ къ помощи діаграммъ или даже особыхъ счетныхъ линеекъ сложнаго устройства, съ двумя подвижными шкалами. На фиг. 57 показана одна изъ такихъ графическихъ таблицъ для расчета пружинъ [26]). Она представляетъ не что иное какъ номограмму съ помѣченными линіями [27]), т. е. графическую таблицу, построенную по точкамъ, на основаніи формулъ 84 и 85.

При построеніи діаграммы принято: Kd = 3800 кг./см.^{2}, G = 800000 кг./см.^{2}. На оси абсциссъ отложены діаметры проволоки d въ мм., на оси ординатъ—діаметры витка D въ мм. Сплошныя линіи даютъ безопасныя нагрузки P въ кг., а пунктирныя—получающійся при данныхъ d и D прогибъ въ мм., на одинъ витокъ и для силы въ 1 кг., т. е.

$$f = \frac{8D^3}{d^4}\frac{1}{800000} = 0{,}00001\frac{D^3}{d^4}. \qquad (88)$$

Если назовемъ масштабомъ k пружины ту силу въ килограммахъ, которая удлиняетъ или укорачиваетъ пружину на одинъ метръ, то

$$k = \frac{1000}{f \cdot n}. \qquad (89)$$

Если, напр., 1 витокъ нѣкоторой пружины даетъ отъ 1 кг. прогибъ въ 0,1 мм., то масштабъ той же пружины съ 20 витками будетъ

$$k = \frac{1000}{0{,}1 \cdot 20} = 500 \text{ клг. мет.}^{-1}$$

Единица измѣренія масштаба очевидно кг. мет.$^{-1}$.

Американцы называютъ масштабомъ пружины (scale) нагрузку въ фунтахъ, растягивающую пружину на одинъ дюймъ.

Пользованіе діаграммой фиг. 57 настолько просто, что не нуждается въ поясненіяхъ. Ею же можно пользоваться и для квадратныхъ пружинъ, если предварительно уменьшить заданную силу P на 12%, а полученный изъ діаграммы прогибъ уменьшить на 30% [26]).

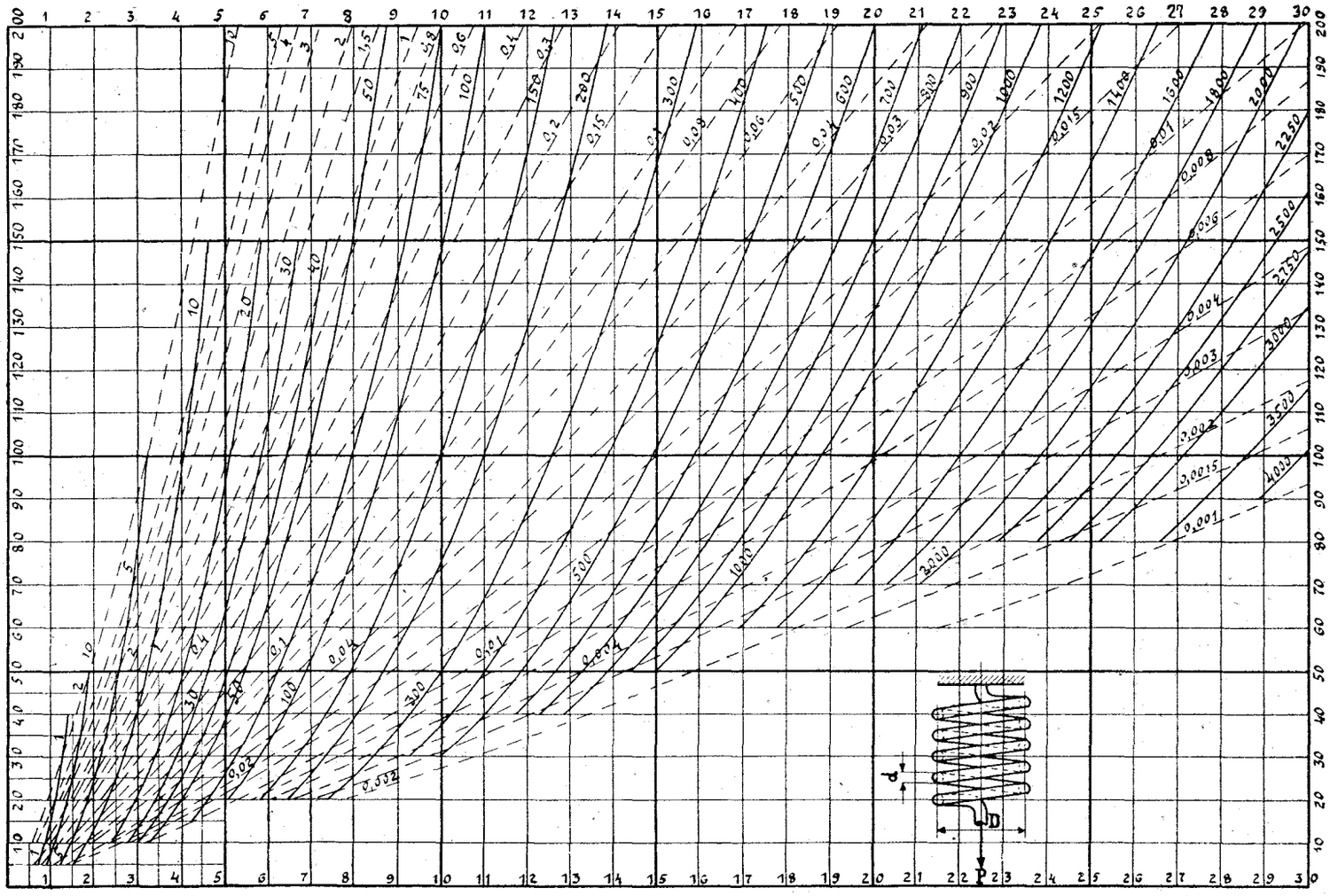
Имѣются и другія номограммы для расчета пружинъ, напр. номограмма Proell'я [28]). Несмотря на остроумное построеніе этой номограммы, состоящей всего изъ трехъ прямыхъ линій, пользованіе ею неудобно и неточно: необходимо проводить линіи или прикладывать тонкую линейку; искомая точка получается на пересѣченіи прямыхъ, идущихъ подъ острымъ угломъ другъ къ другу; отсутствуетъ масштабъ прогибовъ и т. д.

Въ дѣйствительности довольно трудно исполнить винтовую пружину такъ, чтобы ея масштабъ оставался постояннымъ для разныхъ нагрузокъ. Обычно вычисляютъ средній масштабъ исполненной пружины, при чемъ пользуются разными методами. Проще всего раздѣлить полную нагрузку, испытываемую пружиной, на полный прогибъ ея подъ дѣйствіемъ

этой нагрузки; это обычный американскій способъ. Можно при разныхъ нагрузкахъ измѣрять прогибы, находить изъ нихъ масштабы, а затѣмъ сумму масштабовъ раздѣлить на число ихъ [29]).

Еще труднѣе оказывается изготовить двѣ или болѣе пружинъ совершенно одинаковаго масштаба.

Листовая рессора обычно дѣлается составной, изъ листовъ одинаковой ширины, заостренныхъ по профили кубической параболы, или изъ листовъ одинаковой толщины, ширина которыхъ опредѣляется по извѣстному закону треугольника. Упругая линія такой рессоры получается въ видѣ дуги окруж-



Фиг. 57.

Нѣкоторое измѣненіе въ условія работы винтовой пружины вноситъ центробѣжная сила ея витковъ, о чемъ подробнѣе будетъ сказано ниже.

Вслѣдствіе этихъ причинъ, нарушающихъ правильное дѣйствіе регулятора, согласно расчету, иногда прибѣгаютъ къ замѣнѣ винтовыхъ пружинъ—листовыми или спиральными. Листовая пружина употребляется въ регуляторахъ Ball'a, Lecouteux et Garnier и другихъ, спиральная въ регуляторѣ Lentz'a, Коломенскаго Завода и др.

ности. Для расчета рессоры имѣемъ извѣстныя формулы

$$P = n \frac{bh^2}{6} \frac{K_b}{l} \qquad (90)$$

и

$$F = \frac{l^2 \cdot K_b}{h \cdot E}, \qquad (91)$$

гдѣ P, F имѣютъ прежнее значеніе; n—число листовъ рессоры; b и h—ширина и толщина листа;

K_b—допускаемое напряженіе на изгибъ; E—модуль упругости на растяженіе; l—наибольшая длина рессоры, равная плечу силы P.

Для спиральной пружины прямоугольнаго сѣченія имѣемъ

$$P = \frac{bh^2}{b}\frac{K_b}{R} \qquad (92)$$

и

$$F = 2\,\frac{Rl}{h}\frac{K_b}{E}, \qquad (93)$$

гдѣ P, F, K_b и E имѣютъ прежнее значеніе; b и h—стороны сѣченія пружины, при чемъ h измѣряется по направленію радіуса; R — радіусъ пружины; l—полная длина выпрямленной пружины. Обычно

$$l = 2\pi R$$

или немного меньше; при нѣсколькихъ виткахъ

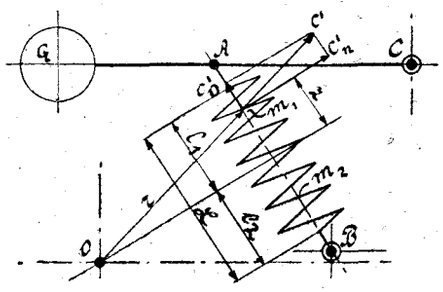
$$l = n \cdot 2\pi R,$$

гдѣ n равно числу завитковъ и слѣдовательно больше единицы.

Переходимъ теперь къ изслѣдованію вліянія центробѣжной силы пружины на ея работу.

Въ регуляторѣ Ball'a (фиг. 5) съ листовой рессорой, очевидно, слагающая центробѣжной силы рессоры, нормальная къ ея направленію, даетъ изгибающую силу, слѣдовательно дѣйствуетъ такъ же, какъ и центробѣжная сила груза, и стремится нѣсколько уменьшить наполненіе или замедлить ходъ машины. Другая слагающая, нормальная къ первой, растягиваетъ листы рессоры и ея вліяніемъ можно пренебречь.

Нѣсколько сложнѣе обстоитъ дѣло съ винтовой пружиной. Въ самомъ общемъ случаѣ винтовая пружина расположена эксцентрично (фиг. 58) и ея



Фиг. 58.

центробѣжная сила разлагается на двѣ: C_o - дѣйствующую по оси пружины, и C_n —нормальную къ ней. Изслѣдуемъ вліяніе каждой силы отдѣльно, при чемъ для первой изъ нихъ воспользуемся методомъ проф. А. И. Сидорова [2]) (исправивъ лишь небольшую опечатку въ его формулѣ 108, не вліяющую на конечный результатъ).

Нормаль на ось пружины изъ центра вала дѣлитъ длину пружины на двѣ неравныя части—l_1 и l_2, такъ что

$$l_1 + l_2 = L,$$

гдѣ L—длина упругой части пружины.

Составляющая C_o' центробѣжной силы точки m_1, лежащей на части l_1, будетъ воспринята какъ неподвижной опорой B, такъ и подвижной A. Какъ извѣстно изъ теоріи упругости, давленія эти распредѣлятся обратно пропорціонально разстояніямъ точекъ приложенія C_o' отъ опоръ A и B; слѣдовательно, на точку A передается часть силы C_o', равная

$$K' = C_0'\,\frac{l_2 + z}{L};$$

точно такъ же C_o'' для точки m_2, лежащей на части l_2, дастъ реакцію въ той же точкѣ A

$$K'' = C_0''\,\frac{l_2 - z}{L},$$

направленную въ противоположную сторону. Изъ чертежа получаемъ

$$C_0' = C' \cdot \sin\vartheta = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin\vartheta = m \cdot \omega^2 \cdot z,$$

слѣдовательно, въ точкѣ A получится реакція

$$K' = m \cdot \omega^2 \cdot z\,\frac{l_2 + z}{L} \qquad (94)$$

отъ точки m_1, лежащей на части пружины l_1, и реакція

$$K'' = m \cdot \omega^2 \cdot z \cdot \frac{l_2 - z}{L} \qquad (95)$$

отъ точки m_2, лежащей на части l_2 и дающей силу C''_0, дѣйствующую въ противоположную сторону. Въ ф-лѣ 94 величина z измѣняется отъ l_1 до 0, въ ф-лѣ 95—отъ l_2 до 0. Если M—масса всей пружины, то масса элемента m очевидно будетъ

$$m = \frac{M \cdot dz}{L}, \qquad (96)$$

принимая, съ весьма небольшою погрѣшностью, равномѣрное распредѣленіе массы по длинѣ пружины. Слѣдовательно, сила отъ части l_1, приходящаяся на шарниръ A, будетъ

$$K_0^{\,1} = \int_0^{l_1} \frac{M\omega^2}{L^2}\,(l_2 + z)\,z \cdot dz = \frac{M\omega^2}{L^2}\left[\frac{l_2 \cdot l_1^2}{2} + \frac{l_1^3}{3}\right], \qquad (97)$$

а отъ части l_2

$$K_0'' = \int_0^{l_2} \frac{M \cdot \omega^2}{L^2}(l_2 - z)z \cdot dz = \frac{M\omega^2}{L^2} \cdot \frac{l_2^3}{6} \cdot \quad (98)$$

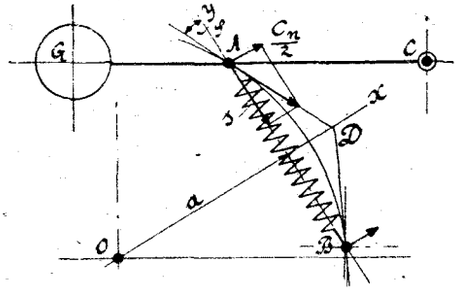
Итакъ полная сила K_0 отъ осевой составляющей, передающаяся на шарниръ A грузового рычага, будетъ

$$K_0 = K_0' - K_0'' = \frac{M\omega^2}{L^2} \cdot \frac{2l_1^3 + 3l_2 l_1^2 - l_2^3}{6} \quad (99)$$

Сила эта давитъ на шарниръ A и стремится уменьшить скорость машины.

Нормальной составляющей C_n проф. Сидоровъ пренебрегаетъ; однако, при вполнѣ допустимомъ упрощеніи, и ее нетрудно ввести въ расчетъ, какъ сейчасъ покажемъ.

Именно, мы будемъ разсматривать винтовую пружину, длина которой во много разъ превосходитъ діаметръ ея проволоки, какъ упругую растяжимую нить, могущую сопротивляться внѣшнимъ силамъ лишь натяженіемъ. За упругую линію прогнувшейся пружины, имѣя въ виду весьма незначительный прогибъ и небольшой пролетъ, принимаемъ параболу (фиг. 59). Нормальная составляющая C_n будетъ



Фиг. 59.

имѣть наибольшее значеніе, когда пружина расположена симметрично, такъ что нормаль a изъ оси вала O на направленіе пружины AB дѣлитъ пружину пополамъ. Если натяженіе пружины до прогиба было S, то изъ фиг. 59 получимъ

$$tg\varphi = \frac{C_n}{2S},$$

а длина растянувшейся пружины будетъ, какъ извѣстно по ф-лѣ для длины дуги параболы,

$$L_1 = L\left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{x}{y}\right)^2 - \frac{2}{5}\left(\frac{x}{y}\right)^4\right],$$

гдѣ

$$\frac{x}{y} = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{2} = \frac{C_n}{4S}.$$

Пренебрегая 4-ми степенями, найдемъ, что вся пружина удлинится на величину

$$f = L \cdot \frac{2}{3}\left(\frac{x}{y}\right)^2 = L \cdot \frac{2}{3}\left(\frac{C_n}{4S}\right)^2 = \frac{L}{24}\left(\frac{C_n}{S}\right)^2 \cdot \quad (100)$$

Если масштабъ пружины по прежнему обозначимъ чрезъ k, то добавочная нагрузка на цапфу A отъ дѣйствія силы C_n будетъ

$$K_n^I = \frac{kf}{2} = \frac{kL}{48}\left(\frac{C_n}{S}\right)^2 = \frac{kL}{48}\left(\frac{M \cdot \omega^2 \cdot a}{S}\right)^2,$$

гдѣ a — длина нормали изъ центра вала O на направленіе пружины AB, M—масса пружины. Сила эта дѣйствуетъ по направленію касательной AD, слѣдовательно составляющая по оси пружины будетъ

$$K_n = K_n^1 \cdot \cos\varphi = \frac{kL}{48}\left(\frac{C_n}{S}\right)^2 \cdot \cos\varphi,$$

гдѣ

$$\cos\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2\varphi}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{C_n}{2S}\right)^2}} = \frac{2S}{\sqrt{4S^2 + C_n^2}};$$

отсюда окончательно

$$K_n = \frac{kL}{48}\left(\frac{C_n}{S}\right)^2 \frac{2S}{\sqrt{4S^2 + C_n^2}} =$$

$$= \frac{kL}{24} \cdot \frac{(M\omega^2 a)^2}{S\sqrt{4S^2 + (M\omega^2 a)^2}} \cdot \quad (101)$$

Такъ какъ эта сила дѣйствуетъ въ сторону, обратную силѣ K_0, то результирующее давленіе на шарниръ A грузового рычага отъ дѣйствія центробѣжной силы пружины будетъ

$$K = K_0 - K_n = \frac{M\omega^2}{L^2} \cdot \frac{2l_1^3 + 3l_1^2 l_2 - l_2^3}{6} - \frac{kL}{24} \cdot \frac{(M\omega^2 a)^2}{S\sqrt{4S^2 + (M\omega^2 a)^2}} \quad (102)$$

и будетъ стремиться, при положительномъ значеніи K, отодвинуть грузъ дальше отъ центра вала, т. е. уменьшить наполненіе или уменьшить скорость машины. Весьма часто стараются противодѣйствовать вліянію силы K_n постановкой особаго ролика M, какъ показано на фиг. 6.

Если пренебречь ур-мъ 101, то, при симметрично расположенной пружинѣ, получается

$$l_1 = l_2 = \frac{L}{2}$$

и

$$K_0 = \frac{1}{12} M \cdot \omega^2 \cdot L \cdot \quad (103)$$

Если симметрично проходящая чрезъ центръ вала пружина работаетъ на растяженіе или сжатіе, то ее можно считать укрѣпленной въ центрѣ вала, тогда

$$l_1 = L, l_2 = 0 \text{ и}$$

$$K_0 = \frac{M\omega^2}{L^2} \cdot \frac{2L^3}{6} = \frac{1}{3} M\omega^2 L. \qquad (104)$$

Если внутренній конецъ пружины свободно упирается въ валъ, какъ въ регуляторѣ Badenia (фиг. 12), то, очевидно, вся центробѣжная сила пружины передается на цапфу A и получится, на основаніи ранѣе сказаннаго,

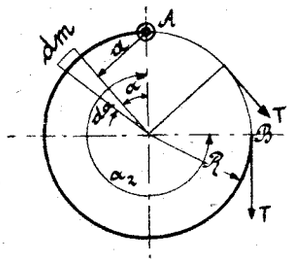
$$K_0 = M\omega^2 \left(z_1 + \frac{L}{2} \right), \qquad (105)$$

гдѣ z_1—разстояніе отъ центра вала до ближайшаго конца пружины.

Вопросъ о вліяніи центробѣжной силы витковъ винтовой пружины привлекалъ къ себѣ вниманіе многихъ ученыхъ [30]) и о немъ можно найти немало статей чисто теоретическаго характера. Такъ, проф. Котурницкій, въ противоположность проф. Сидорову, принимаетъ во вниманіе уменьшеніе шага пружины отъ дѣйствія центробѣжной силы, что при бо́льшей сложности расчета даетъ результаты весьма мало отличающіеся отъ получаемыхъ по ф-лѣ проф. Сидорова. Прогиба пружины отъ дѣйствія силы Cn проф. Котурницкій тоже не принимаетъ въ расчетъ.

Разсмотримъ еще вліяніе центробѣжной силы на спиральную пружину (фиг. 60). Центробѣжная сила

$$dm \cdot \omega^2 \cdot R$$



Фиг. 60.

массы dm элемента пружины даетъ относительно точки закрѣпленія A моментъ

$$dL = dm \cdot \omega^2 \cdot R \cdot a = dm \cdot \omega^2 \cdot R^2 \cdot \sin\alpha.$$

Но масса

$$dm = \frac{dG}{g} = \frac{dV \cdot \gamma}{g} = \frac{\gamma}{g} F \cdot R \cdot d\alpha,$$

гдѣ F—поперечное сѣченіе пружины, γ—вѣсъ единицы объема, V—полный объемъ пружины. Слѣдовательно

$$dL = \frac{\gamma}{g} FR^3 \cdot \omega^2 \cdot \sin\alpha \cdot d\alpha.$$

Интегрируя въ предѣлахъ отъ $\alpha = 0$ до $\alpha = 2\pi$, получимъ, разумѣется, нуль. Въ регуляторѣ Lentz'a можно брать $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = \frac{3}{2}\pi$, тогда

$$L = \frac{\gamma}{g} FR^3\omega^2 \int_0^{\frac{3\pi}{2}} \sin\alpha \cdot d\alpha = \frac{\gamma}{g} F \cdot R^3 \cdot \omega^2, \qquad (106)$$

откуда сила T, приложенная на окружности пружины и дающая тотъ же моментъ L, опредѣлится изъ

$$T = \frac{L}{R} = \frac{\gamma}{g} FR^2\omega^2. \qquad (107)$$

Но это есть общеизвѣстная формула для силы, растягивающей ободъ колеса того же радіуса R и вращающагося съ тою же скоростью v м./сек., гдѣ $v = \omega \cdot R$:

$$T = \frac{\gamma}{g} Fv^2 = \frac{\gamma}{g} F\omega^2 R^2, \qquad (107)$$

слѣдовательно формула 106 даетъ также моментъ этой силы относительно центра вала, такъ какъ

$$L = TR = \frac{\gamma}{g} F\omega^2 R^3 \qquad (106)$$

и

$$v = \omega R.$$

Итакъ, для полученія момента центробѣжной силы спиральной пружины относительно центра вала, надо къ концу пружины приложить силу T, равную той силѣ растяженія, которая получается при вращеніи данной пружины съ данною угловою скоростью. Какъ видно изъ схемы фиг. 60 центробѣжная сила спиральной пружины стремится разогнуть ее, т. е. для фиг. 17 стремится увеличить наполненіе, а съ тѣмъ вмѣстѣ и скорость машины, а по фиг. 18—уменьшить наполненіе, приближая центръ эксцентрика къ центру вала.

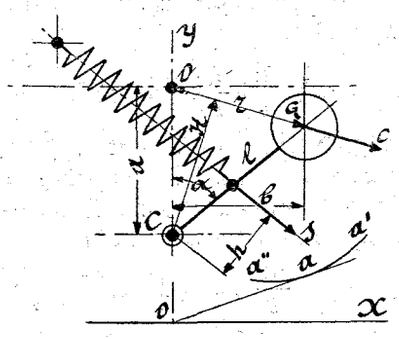
Центробѣжной силой арматуры пружины почти во всѣхъ случаяхъ, кромѣ старой конструкціи Proell'я, гдѣ она достигаетъ значительной величины,—можно пренебречь. Въ случаѣ надобности, послѣ всего сказаннаго, не представило бы труда ввести ее въ расчетъ.

§ 6. Общее статическое изслѣдованіе плоскаго регулятора.

Подробное изслѣдованіе всѣхъ факторовъ, вліяющихъ на статическое равновѣсіе плоскаго регулятора, уже произведено; результатами его необходимо

пользоваться при проектированіи регулятора, если хотятъ получить правильное его дѣйствіе, согласное съ расчетомъ.

Для общаго изслѣдованія можно воспользоваться, пренебрегая многими тѣми побочными явленіями, о которыхъ шла рѣчь выше, обычнымъ въ книжкахъ о плоскихъ регуляторахъ допущеніемъ: моментъ натяженія пружины относительно оси качанія груза долженъ быть равенъ моменту центробѣжной силы груза относительно той же точки. При этомъ допущеніи, годномъ лишь для самаго общаго изслѣдованія плоскаго регулятора, можно пользоваться кривыми моментовъ, рекомендуемыми Tolle [5]). Однако все дальнѣйшее изслѣдованіе этого параграфа произведено преимущественно аналитически. Самъ Tolle пользуется своими кривыми лишь для изслѣдованія опредѣленнаго регулятора Doerfel'я, при чемъ онъ пользуется не кривыми моментовъ L, а кривыми центробѣжныхъ силъ C_a и C_b [5]).



Фиг. 61.

На фиг. 61 дана самая общая схема плоскаго регулятора. Моментъ центробѣжной силы груза G относительно его оси качанія C будетъ

$$L = \frac{G}{g}\omega^2 r H = \frac{C}{g}\omega^2 a \cdot b, \qquad (108)$$

какъ было уже выведено раньше (см. формулу 21).

Если для всѣхъ положеній регулятора $\omega = \text{const}$, т. е. регуляторъ астатическій, то кривая моментовъ L превращается въ прямую, проходящую чрезъ начало координатъ. На фиг. 61 по оси абсциссъ отложены разстоянія b, по оси ординатъ—моменты L.

Какъ было уже указано, астатическіе регуляторы на практикѣ непригодны, за исключеніемъ инерціонныхъ регуляторовъ (см. ниже, § 7). Поэтому скорость ω все время должна мѣняться. Если выбрана степень неравномѣрности регулятора δ, то

$$\omega_2 = \omega\left(1+\frac{\delta}{2}\right) \quad \text{и} \quad \omega_1 = \omega\left(1-\frac{\delta}{2}\right), \qquad (3)$$

и для крайняго внутренняго положенія груза, ближе къ центру вала, моментъ L′ будетъ меньше, а для крайняго внѣшняго—больше средняго момента. Кривая моментовъ приметъ видъ aa', т. е. будетъ имѣть большій наклонъ, чѣмъ астатическая прямая Oa, слѣдовательно этой кривой L и должна соотвѣтствовать, на основаніи сдѣланнаго допущенія, кривая моментовъ натяженій пружины относительно оси качанія груза C. Кривая aa'' будетъ соотвѣтствовать, очевидно, неустойчивому регулятору.

При обычныхъ на практикѣ значеніяхъ степени неравномѣрности δ, можно брать

$$\omega_2^2 = \omega^2(1+\delta) \text{ и } \omega_1^2 = \omega^2(1-\delta). \qquad (109)$$

Выразимъ моментъ центробѣжной силы груза въ нѣсколько иной формѣ. Изъ фиг. 61 получаемъ

$$L = \frac{G}{g}\omega^2 r H = \frac{G}{g}\omega^2 ab = \frac{G}{g}\omega^2 al\sin\alpha, \qquad (110)$$

гдѣ l—длина рычага груза, отъ оси качанія до центра тяжести груза. Если на оси абсциссъ откладывать углы отклоненія грузового рычага α, то кривая моментовъ для изохроннаго регулятора представится въ видѣ части синусоиды. Очевидно, наибольшій моментъ получится при

$$\sin\alpha = 1 \text{ и } \alpha = 90°,$$

при дальнѣйшемъ увеличеніи α моменты начнутъ уменьшаться.

Посмотримъ, при какомъ углѣ α получается наибольшая работоспособность плоскаго регулятора.

Работа момента L при безконечно маломъ перемѣщеніи $d\alpha$ будетъ $L \cdot d\alpha$. Средній дѣйствующій моментъ L, при крайнихъ углахъ отклоненія грузового рычага α_1 и α_2, будетъ

$$L = \frac{L_1+L_2}{2} = \frac{G}{g}\omega^2 al\,\frac{\sin\alpha_1+\sin\alpha_2}{2}$$

и полная работоспособность

$$A = \frac{G}{g}\omega^2 al\,\frac{\sin\alpha_1+\sin\alpha_2}{2}(\alpha_2-\alpha_1).$$

Пусть уголъ качанія $\beta = \alpha_2 - \alpha_1$.

Тогда

$$A = \frac{G}{g}\frac{\omega^2 al\beta}{2}[\sin(\alpha_1+\beta)+\sin\alpha_1] =$$

$$= \frac{G}{g}\frac{\omega^2 al\beta}{2}[\sin\alpha_1(1+\cos\beta)+\cos\alpha_1\sin\beta]. \qquad (111)$$

Чтобы найти максимумъ A, нужно, какъ извѣстно, приравнять нулю его производную. Беря производную отъ выраженія въ скобкахъ и приравнивая ее нулю, получаемъ

$$\cos\alpha_1(1+\cos\beta) - \sin\alpha_1\sin\beta = 0,$$

откуда

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{1+\cos\beta}{\sin\beta} = \operatorname{ctg}\frac{\beta}{2} = \operatorname{tg}\left(90^\circ - \frac{\beta}{2}\right),$$

слѣдовательно

$$\alpha_1 = 90^\circ - \frac{\beta}{2}. \qquad (112)$$

Эта формула даетъ значеніе наивыгоднѣйшаго угла α_1, при которомъ плоскій регуляторъ обладаетъ наибольшею работоспособностью. Если, какъ обыкновенно, уголъ размаха $\beta = 30^\circ$, то $\alpha_1 = 90 - \frac{30}{2} = 75^\circ$. На практикѣ обычно приходится брать меньшіе углы α, съ цѣлью полученія регулятора меньшаго діаметра; обыкновенно $\alpha_1 = 30^\circ - 40^\circ$.

Такъ какъ моментъ центробѣжной силы груза уравновѣшивается натяженіемъ пружины, то, для полученія статическаго регулятора, необходимо соотвѣтственно выбрать пружину. Посмотримъ, какому основному требованію должна удовлетворять пружина, чтобы получить статически устойчивый регуляторъ. Обозначимъ натяженіе пружины чрезъ S, плечо натяженія h. Тогда для крайняго внутренняго положенія груза имѣемъ ур-іе моментовъ (фиг. 61)

$$L_1 = \frac{G}{g}\omega_1^2 a b_1 = S_1 h_1, \qquad (113)$$

а для крайняго внѣшняго

$$L_2 = \frac{G}{g}\omega_2^2 a b_2 = S_2 h_2. \qquad (114)$$

Дѣля ур. 114 на 113, получаемъ для астатическаго регулятора, при $\omega_1 = \omega_2 = \omega = \text{const.}$,

$$\frac{S_2 h_2}{S_1 h_1} = \frac{b_2}{b_1}.$$

Для устойчиваго статическаго регулятора, какъ было уже указано, моменты пружины должны возрастать быстрѣе и тѣмъ быстрѣе, чѣмъ устойчивѣе желаютъ получить регуляторъ; слѣдовательно, для статическаго регулятора должно быть $L_2 > L_1$ и

$$\frac{S_2 \cdot h_2}{S_1 \cdot h_1} > \frac{b_2}{b_1}. \qquad (115)$$

Если рабочее удлиненіе пружины, соотвѣтствующее полному углу размаха, равно f, ея масштабъ k, то

$$S_2 = S_1 + k \cdot f;$$

пусть измѣненіе плеча натяженія будетъ

$$y = h_2 - h_1.$$

Тогда

$$\frac{(S_1 + kf)(h_1 + y)}{S_1 h_1} > \frac{b_2}{b_1},$$

гдѣ $h_2 = h_1 + y$,

откуда

$$\left(1 + \frac{y}{h_1}\right)\left(1 + \frac{kf}{S_1}\right) > \frac{b_2}{b_1}.$$

Послѣ простыхъ преобразованій получаемъ

$$k > \frac{S_1}{f}\left[\frac{h_1}{h_1 + y}\frac{b_2}{b_1} - 1\right].$$

Но изъ ур. 113

$$S_1 = \frac{G}{g}\omega_1^2 a \frac{b_1}{h_1}$$

и наконецъ

$$k \gtrless \frac{G}{g}\frac{\omega_1^2 a}{f}\left[\frac{b_2}{h_2} - \frac{b_1}{h_1}\right]. \qquad (116)$$

Здѣсь

$$\omega_1 = \omega\left(1 - \frac{\delta}{2}\right). \qquad (3)$$

Этому ур. 116 долженъ удовлетворять масштабъ пружины, если желательно получить устойчивый регуляторъ.

Если плечо натяженія пружины остается постояннымъ, то $h_2 = h_1$ и

$$k \gtrless \frac{G}{g}\frac{\omega_1^2 a}{fh}(b_2 - b_1). \qquad (117)$$

При прямолинейной перестановкѣ груза по радіусу и при радіально расположенной пружинѣ, получается равенство не моментовъ, а силъ. Для астатическаго регулятора при этомъ расположеніи

$$\frac{G}{g}\omega^2 x = k \cdot x.$$

Для статическаго регулятора сразу получается условіе устойчивости

$$k \gtrless \frac{G}{g}\omega^2. \qquad (118)$$

Изъ формулъ 116—118 выводимъ весьма важное слѣдствіе: при замѣнѣ пружины въ одномъ и томъ же регуляторѣ, числа оборотовъ послѣ и до замѣны будутъ прямо пропорціональны корнямъ квадратнымъ изъ масштабовъ или удлиненій:

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \frac{n'}{n''} = \sqrt{\frac{k'}{k''}} = \sqrt{\frac{f'}{f''}}. \qquad (119)$$

Точно такъ же изъ формулы 110 выводимъ, что при одной и той же пружинѣ, числа оборотовъ обратно пропорціональны корнямъ квадратнымъ изъ величины груза или длины его рычага:

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \frac{n'}{n''} = \sqrt{\frac{G''}{G'}} = \sqrt{\frac{l''}{l'}}, \qquad (120)$$

а изъ формулъ 113 и 114 выводимъ, что угловая скорость регулятора прямо пропорціональна корню

квадратному изъ натяженія пружины или плеча натяженія:

$$\frac{\omega'}{\omega''}=\frac{n'}{n''}=\sqrt{\frac{S'}{S''}}=\sqrt{\frac{h'}{h''}}. \qquad (121)$$

Посмотримъ, какъ всѣ эти измѣненія отзываются на степени неравномѣрности регулятора, которую вообще желательно сохранить постоянной, соотвѣтствующей назначенію данной машины.

Пусть масштабъ пружины k' измѣнился въ k'', при чемъ новая пружина взята такой длины, что средняя скорость регулятора не измѣнилась. Можно также измѣнять масштабъ одной и той же пружины; простѣйшій способъ измѣненія масштаба работающей на сжатіе пружины—разный шагъ витковъ. Тогда, при сжатіи пружины, часть витковъ будетъ налегать другъ на друга и число дѣйствующихъ витковъ будетъ измѣняться. Изъ формулъ 84 и 85 имѣемъ

$$k=\frac{P}{F}=\frac{G}{8n}\frac{d^4}{D^3}, \qquad (122)$$

гдѣ всѣ величины въ метрахъ. Слѣдовательно, масштабъ пружины k обратно пропорціоналенъ числу ея дѣйствующихъ витковъ n. Это даетъ весьма простое средство измѣнять масштабъ пружины и имъ часто пользуются на практикѣ.

Въ пружинахъ, работающихъ на растяженіе, весьма часто для измѣненія масштаба пользуются завинчиваніемъ или вывинчиваніемъ одной изъ концевыхъ гаекъ. Неудобство этого способа—необходимость остановки машины.

Если скорость регулятора въ его среднемъ положеніи остается неизмѣнной и равной ω, а въ крайнемъ внѣшнемъ положеніи, при масштабѣ k' равна ω_2', а при масштабѣ k'' равна ω_2'', то соотвѣтственныя степени неравномѣрности будутъ

$$\delta'=\frac{\omega_2'-\omega_1'}{\omega}=2\,\frac{\omega_2'-\omega}{\omega}=2\left[\frac{\omega_2'}{\omega}-1\right] \qquad (123)$$

и

$$\delta''=\frac{\omega_2''-\omega_1''}{\omega}=2\,\frac{\omega_2''-\omega}{\omega}=2\left[\frac{\omega_2''}{\omega}-1\right]. \qquad (124)$$

Дѣлимъ ур. 124 на ур. 123 и получаемъ

$$\frac{\delta''}{\delta'}=\frac{\omega_2''-\omega}{\omega_2'-\omega}=\frac{\omega_2'\sqrt{\frac{k''}{k'}}-\omega}{\omega_2'-\omega}=\frac{\sqrt{\frac{k''}{k'}}-\frac{\omega}{\omega_2'}}{1-\frac{\omega}{\omega_2'}},$$

гдѣ

$$\omega_2''=\omega_2'\sqrt{\frac{k''}{k'}},$$

на основаніи ур. 119.

Но

$$\frac{\omega}{\omega_2'}=\frac{\omega}{\omega\left(1+\frac{\delta'}{2}\right)}=\frac{1}{1+\frac{\delta'}{2}}=\frac{2}{2+\delta'}. \qquad (125)$$

Слѣдовательно

$$\frac{\delta''}{\delta'}=\frac{\sqrt{\frac{k''}{k'}}-\frac{2}{2+\delta'}}{1-\frac{2}{2+\delta'}}=\frac{(2+\delta')\sqrt{\frac{k''}{k'}}-2}{\delta'}$$

и окончательно

$$\delta''=(2+\delta')\sqrt{\frac{k''}{k'}}-2=2\left(\sqrt{\frac{k''}{k'}}-1\right)+\delta'\sqrt{\frac{k''}{k'}}. \qquad (126)$$

Итакъ степень неравномѣрности измѣняется при измѣненіи масштаба и при томъ весьма значительно, если средняя угловая скорость осталась безъ измѣненія.

Такъ какъ въ неустойчивомъ астатическомъ регуляторѣ $\omega_1=\omega_2=\omega=\text{const.}$, а въ статическомъ $\omega_2>\omega>\omega_1$ и тѣмъ больше, чѣмъ устойчивѣе регуляторъ, то можно назвать статическою степенью устойчивости регулятора отношеніе

$$i=\frac{\omega_2}{\omega_1}. \qquad (127)$$

Для астатическаго регулятора очевидно

$$i=\frac{\omega}{\omega}=1. \qquad (128)$$

Изъ ур. 119 имѣемъ

$$\omega_2''=\omega_2'\sqrt{\frac{k''}{k'}} \quad \text{и} \quad \omega_1''=\omega_1'\sqrt{\frac{k'}{k''}},$$

такъ какъ скорость въ среднемъ положеніи ω осталась прежней.

Тогда

$$i''=\frac{\omega_2''}{\omega_1''}=\frac{\omega_2'\sqrt{\frac{k''}{k'}}}{\omega_1'\sqrt{\frac{k'}{k''}}}=\frac{\omega_2'}{\omega_1'}\frac{k''}{k'}=i'\frac{k''}{k'}, \qquad (129)$$

т. е. статическая устойчивость регулятора возрасла прямо пропорціонально измѣненію масштаба пружины, если угловая скорость въ среднемъ положеніи осталась безъ измѣненія.

Ф-лы 126 и 129 выведены для того случая, когда скорость регулятора въ среднемъ положеніи осталась неизмѣнной; слѣдовательно для средняго положенія регулятора натяженіе пружины масштаба k'' должно равняться натяженію пружины масштаба k' и начальныя длины пружинъ въ этомъ случаѣ различныя.

Изслѣдуемъ теперь тотъ весьма частый на практикѣ случай, когда вмѣсто одной пружины масштаба k' поставлена въ регуляторъ другая пру-

жина, той же начальной длины, но другого масштаба—k''. Тогда для крайняго внутренняго положенія груза имѣемъ

$$\frac{G}{g}\left(\omega_1'\right)^2 ab_1 = S_1'h_1 = k'f_1h_1$$

и

$$\frac{G}{g}\left(\omega_1''\right)^2 ab_1 = S_1''h_1 = k''f_1h_1.$$

Для крайняго внѣшняго положенія груза

$$\frac{G}{g}\left(\omega_2'\right)^2 ab_2 = S_2'h_2 = k'f_2h_2$$

и

$$\frac{G}{g}\left(\omega_2''\right)^2 ab_2 = S_2''h_2 = k''f_2h_2,$$

гдѣ f_1 и f_2—соотвѣтственныя полныя удлиненія пружины. Отсюда

$$\frac{\omega_1'}{\omega_1''} = \sqrt{\frac{k'}{k''}} \quad \text{и} \quad \frac{\omega_2'}{\omega_2''} = \sqrt{\frac{k'}{k''}}$$

или

$$\omega_1'' = \omega_1'\sqrt{\frac{k''}{k'}} \quad \text{и} \quad \omega_2'' = \omega_2'\sqrt{\frac{k''}{k'}}.$$

Очевидно и средняя скорость

$$\omega'' = \omega'\sqrt{\frac{k''}{k'}}.$$

Степени неравномѣрности будутъ

$$\delta' = 2\,\frac{\omega_2' - \omega_1'}{\omega_2' + \omega_1'}$$

и

$$\delta'' = 2\,\frac{\omega_2'' - \omega_1''}{\omega_2'' + \omega_1''} = 2\,\frac{\sqrt{\frac{k''}{k'}}(\omega_2' - \omega_1')}{\sqrt{\frac{k''}{k'}}(\omega_2' + \omega_1')} = \delta'. \quad (130)$$

Степень устойчивости

$$i'' = \frac{\omega_2''}{\omega_1''} = \frac{\omega 2'}{\omega_1'} = i'. \quad (131)$$

Средняя скорость машины возрасла въ отношеніи $\sqrt{\frac{k''}{k'}}$, т. е. пропорціонально корню квадратному изъ масштабовъ пружинъ.

Слѣдовательно при замѣнѣ одной пружины масштаба k' другой, той же начальной длины l, но другого масштаба k'', какъ степень неравномѣрности, такъ и степень устойчивости не измѣнятся, измѣнится лишь число оборотовъ машины, пропорціонально корню квадратному изъ отношенія масштабовъ.

Этотъ выводъ весьма важенъ для практики, такъ какъ позволяетъ примѣнять ту же модель плоскаго регулятора для машинъ съ разными числами оборотовъ, просто замѣняя пружину и совершенно не трогая остальныхъ элементовъ регулятора и не пересчитывая его.

Теорема эта вполнѣ аналогична извѣстной теоремѣ Proell'я: „степень неравномѣрности пружиннаго регулятора зависитъ только отъ геометрическихъ величинъ". Отличаясь сжатостью, такая формулировка не можетъ считаться вполнѣ ясной и опредѣленной.

Разсмотримъ теперь, какъ вліяетъ на плоскій регуляторъ измѣненіе натяженія пружины. Какъ было уже выведено (ф-ла 121), число оборотовъ регулятора возрастаетъ пропорціонально корню квадратному изъ натяженія. Такъ какъ масштабъ пружины остался прежній, то возрастаніе натяженій при переходѣ груза изъ крайняго внутренняго въ крайнее внѣшнее положеніе тоже остается неизмѣннымъ

$$S_2 - S_1 = kf = \text{const.}, \quad (132)$$

гдѣ k—масштабъ пружины, f—удлиненіе ея при переходѣ изъ одного крайняго положенія въ другое. Очевидно, степень неравномѣрности при этомъ уменьшится, такъ какъ при томъ же возрастаніи натяженій и возрастаніе скорости останется прежнимъ, между тѣмъ какъ средняя скорость машины возрасла. Посмотримъ, какъ далеко можно идти съ затягиваніемъ пружины, безъ опасенія нарушить устойчивость регулятора. Когда регуляторъ сдѣлается астатическимъ, то

$$\omega_2'' = \omega_1'' \quad (133)$$

и получимъ для крайняго внутренняго положенія груза

$$\frac{G}{g}(\omega_1'')^2 ab_1 = S_1''h_1,$$

а для крайняго внѣшняго

$$\frac{G}{g}(\omega_2'')^2 ab_2 = S_2''h_2.$$

Отсюда, на основаніи 133,

$$\frac{S_1''h_1}{b_1} = \frac{S_2''h_2}{b_2} \text{ или } \frac{S_1''}{S_2''} = \frac{h_2 . b_1}{h_1 . b_2},$$

откуда

$$\frac{S_1''}{S_2'' - S_1''} = \frac{h_2 . b_1}{h_1b_2 - h_2 . b_1}.$$

Но

$$S_2'' - S_1'' = kf = S_2' - S_1',$$

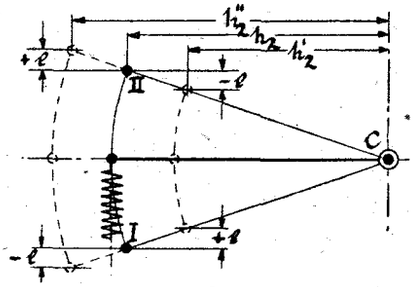
слѣдовательно

$$S_1'' = \frac{S_2' - S_1'}{\frac{h_1 . b_2}{h_2 . b_1} - 1} = \frac{kf}{\frac{h_1 . b_2}{h_2 . b_1} - 1}. \quad (134)$$

Ф-ла 134 даетъ предѣльное натяженіе S_1'' въ крайнемъ внутреннемъ положеніи регулятора—положеніи покоя,—при которомъ данный регуляторъ дѣлается уже неустойчивымъ.

Въ главѣ динамики мы увидимъ, что и ослабленіе пружины вліяетъ неблагопріятно на динамическую устойчивость регулятора, приближая его къ той критической угловой скорости, при которой можетъ наступить явленіе резонанса.

Измѣненіе плеча натяженія пружины вызываетъ, какъ видно изъ ф-лы 121, измѣненіе скорости, пропорціональное корню квадратному изъ отношенія плечъ. Здѣсь степень неравномѣрности будетъ, какъ это ясно видно изъ фиг. 62, возрастать при увеличеніи плеча натяженія и уменьшаться при уменьшеніи плеча, вслѣдствіе измѣненія натяженія пружины на величину $\pm ek$ въ крайнихъ положеніяхъ грузового рычага.



Фиг. 62.

Весьма важнымъ для практики является вопросъ объ измѣненіи числа оборотовъ машины безъ измѣненія степени неравномѣрности регулятора. Изъ вышесказаннаго ясно, что это вполнѣ достижимо, если одновременно увеличить натяженіе пружины и увеличить ея плечо. Первое уменьшитъ степень неравномѣрности, второе—увеличитъ. Выведемъ условіе, необходимое и достаточное для измѣненія скорости машины безъ измѣненія степени неравномѣрности.

Основныя условія равновѣсія будутъ при первоначальной установкѣ пружины

$$\frac{G}{g}(\omega_1')^2 ab_1 = S_1' h_1'$$

и

$$\frac{G}{g}(\omega_2')^2 ab_2 = S_2' \cdot h_2',$$

а при измѣненной установкѣ

$$\frac{G}{g}(\omega_1'')^2 ab_1 = S_1'' h_1''$$

и

$$\frac{G}{g}(\omega_2'')^2 ab_2 = S_2'' h_2'',$$

соотвѣтственно для крайняго внутренняго и для крайняго внѣшняго положенія груза регулятора.
Мы уже имѣли ранѣе

$$\delta' = 2\frac{i'-1}{i'+1}, \qquad (16)$$

по условію задачи должны быть $\delta'' = \delta'$, слѣдовательно

$$\frac{i''-1}{i''+1} = \frac{i'-1}{i'+1},$$

откуда $i'' = i'$.

Здѣсь $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ — степень устойчивости регулятора. Возвышаемъ послѣднее ур-іе въ квадратъ и дѣлаемъ подстановку

$$(i'')^2 = (i')^2$$

или

$$\frac{S_2'' h_2'' b_1}{S_1'' h_1'' b_2} = \frac{S_2' h_2' b_1}{S_1' \cdot h_1' \cdot b_2}$$

и окончательно

$$\underline{\frac{S_2'' h_2''}{S_2' h_2'} = \frac{S_1'' h_1''}{S_1' h_1'} = \frac{(\omega'')^2}{(\omega')^2}}, \qquad (135)$$

гдѣ ω'' и ω' — соотвѣтствующія среднія угловыя скорости.

Итакъ получили весьма простое условіе: если желаемъ измѣнить число оборотовъ машины при неизмѣнной степени неравномѣрности, то мы должны оставить отношеніе моментовъ натяженій пружины постояннымъ и равнымъ отношенію квадратовъ скоростей. Если, напр., желаемъ увеличить скорость вдвое, безъ измѣненія степени неравномѣрности, то получаемъ

$$\frac{S_2'' h_2''}{S_2' h_2'} = \frac{S_1'' h_1''}{S_1' h_1'} = \left(\frac{\omega''}{\omega'}\right)^2 = 4$$

и можемъ выбрать

$$\frac{S_2''}{S_2'} = \frac{S_1''}{S_1'} = 2$$

и

$$\frac{h_2''}{h_2'} = \frac{h_1''}{h_1'} = 2.$$

Такой способъ измѣненія числа оборотовъ употребляется весьма часто въ плоскихъ регуляторахъ

производительности и впервые введенъ въ практику Proell'емъ.

Для равномѣрнаго хода машины желательно, чтобы среднее положеніе регулятора соотвѣтствовало средней скорости машины и чтобы скорость измѣнялась равномѣрно и одинаково по обѣ стороны отъ этого средняго положенія регулятора. Если общая степень неравномѣрности δ, то желательно имѣть

$$\omega_1 = \omega\left(1 - \frac{\delta}{2}\right)$$

и

$$\omega_2 = \omega\left(1 + \frac{\delta}{2}\right).$$

Напишемъ условія равновѣсія для трехъ положеній регулятора: для крайняго внутренняго

$$\frac{G}{g}\omega_1^2 ab_1 = S_1 h_1 = L_1;$$

для средняго

$$\frac{G}{g}\omega^2 ab = Sh = L;$$

для крайняго внѣшняго

$$\frac{G}{g}\omega_2^2 ab_2 = S_2 h_2 = L_2.$$

Согласно условію имѣемъ

$$\omega_1^2 = \omega^2\left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 \quad \text{и} \quad \omega_2^2 = \omega^2\left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2.$$

Отсюда получаемъ

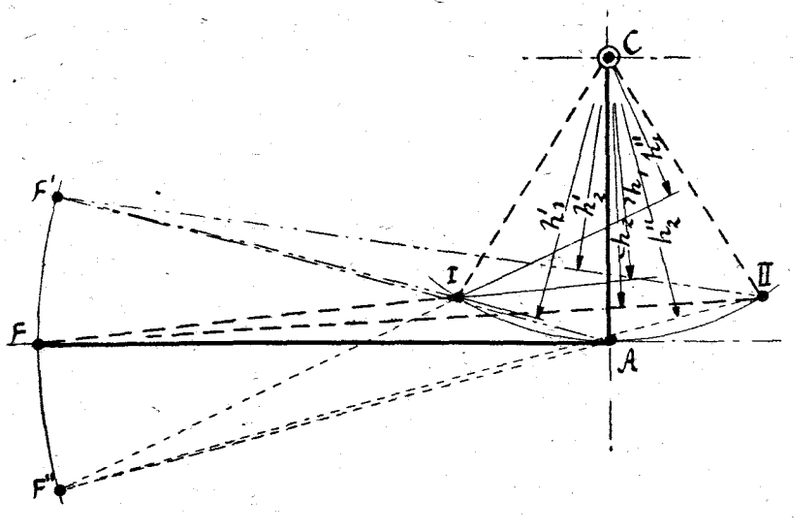
$$\frac{L}{L_1} = \frac{\omega^2 . b}{\omega_1^2 . b_1} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2}\frac{b}{b_1} \qquad (136)$$

и

$$\frac{L_2}{L} = \frac{\omega_2^2 b_2}{\omega^2 b} = \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 \frac{b_2}{b}. \qquad (137)$$

Слѣдовательно, отношенія моментовъ натяженія пружины должны быть разныя въ обѣихъ половинахъ размаха грузового рычага и при томъ вполнѣ опредѣленныя, если желательно соблюденіе вышепоставленнаго условія равномѣрности измѣненія скорости машины.

Простѣйшее средство измѣненія момента натяженія пружины—это перестановка ея постоянной точки укрѣпленія, какъ въ регуляторѣ Harrisburg (фиг. 14). Если при перестановкѣ пружины постоянная точка укрѣпленія пружины можетъ быть передвигаема по дугѣ окружности, центръ которой въ подвижной точкѣ укрѣпленія на грузовомъ рычагѣ, то натяженіе пружины въ среднемъ положеніи совершенно не измѣняется, а слѣдовательно и средняя скорость машины почти не измѣняется. Въ крайнихъ положеніяхъ натяженія пружины измѣняются весьма незначительно, за то сильно измѣняются плечи натяженій (фиг. 63). Если передвинуть точку F въ F′, т. е. уменьшить уголъ между осью пружины въ



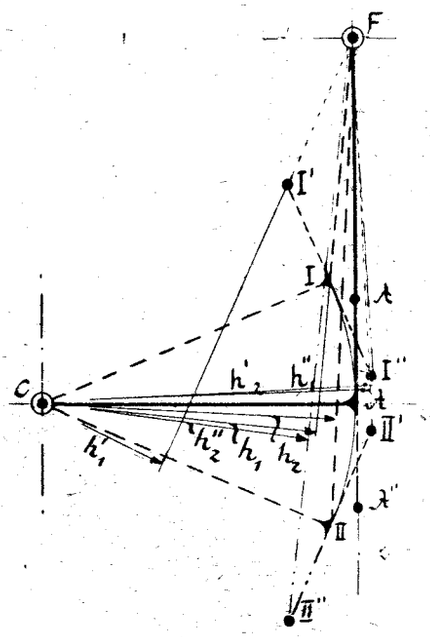
Фиг. 63.

среднемъ положеніи и грузовымъ рычагомъ CA, то сильно увеличится плечо для крайняго внутренняго положенія рычага I ($h'_1 > h_1$) и уменьшится плечо натяженія въ крайнемъ внѣшнемъ положеніи II ($h'_2 < h_2$), но менѣе значительно, а натяженія пружины нѣсколько уменьшатся. Слѣдовательно, степень неравномѣрности δ' для первой половины размаха

уменшится сильнѣе, чѣмъ для второй, почему слѣдуетъ передвигать F въ F′, къ цапфѣ C, когда $\delta' > \delta''$. Наоборотъ, при переходѣ F въ F″, т. е. при увеличеніи угла между осью пружина и грузовымъ рычагомъ CA, при слегка увеличившемся натяженіи пружины для обоихъ крайнихъ положеній, плечо натяженія для внутренняго положенія I сильно уменшится ($h''_1 < h_1$), а для положенія II—увеличится ($h''_2 > h_2$), но менѣе значительно. Слѣдовательно, здѣсь сильнѣе возрастетъ степень неравномѣрности δ', а потому слѣдуетъ передвинуть F къ F″, когда $\delta' < \delta''$.

Общая степень неравномѣрности въ первомъ случаѣ нѣсколько уменшится, а во второмъ—увеличится, число оборотовъ въ среднемъ положеніи регулятора почти не измѣнится.

Совершенно аналогичное значеніе имѣетъ и укрѣпленіе цапфы пружины не на оси рычага въ A, а эксцентрично въ A′ или A″, какъ показано на



Фиг. 64.

фиг. 64. Снесеніе цапфы въ A′, по направленію къ пружинѣ, сильно уменшаетъ плечо натяженія для внутренняго положенія I ($h'_1 < h_1$) и слегка увеличиваетъ ($h'_2 > h_2$)—для внѣшняго II, слѣдовательно дѣйствуетъ совершенно такъ же, какъ перемѣщеніе цапфы F въ F″, и должно примѣняться, когда при осевомъ укрѣпленіи пружины получается $\delta' < \delta''$. Наоборотъ, снесеніе цапфы дальше отъ пружины, въ точку A″, дѣйствуетъ, какъ перемѣщеніе F въ F′ и должно примѣняться, когда, при осевомъ расположеніи цапфы A, получается $\delta' > \delta''$. Примѣръ перваго расположенія показываетъ регуляторъ Williams'a (фиг. 6), примѣръ второго—регуляторъ American Engine (фиг. 15). На этомъ регуляторѣ мы видимъ двѣ пружины, D и C, дѣйствіе которыхъ совершенно аналогично перенесенію постоянной точки F по фиг. 63. Дѣйствительно, если подтянуть слегка пружину D, отпустивъ въ то же время пружину C, то равнодѣйствующая обоихъ натяженій повернется налѣво, уменьшивъ уголъ между направленіемъ равнодѣйствующаго натяженія и грузовымъ рычагомъ. Слѣдовательно, какъ и при перенесеніи точки F въ F′, степень неравномѣрности слегка уменшится. Подтягиваніе пружины C или отпусканіе пружины D производитъ обратное дѣйствіе, аналогичное перемѣщенію цапфы F въ F″, фиг. 63.

Совершенно для той же цѣли можно примѣнять добавочные грузы, какъ это дѣлалось въ старыхъ регуляторахъ Proell'я, или добавочныя пружины, какъ дѣлаетъ заводъ Buckeye (фиг. 7). Въ этихъ регуляторахъ добавочныя пружинки устанавливаются такъ, чтобы онѣ помогали грузу выходить изъ крайняго внутренняго положенія, слѣдовательно для уменьшенія δ'.

Такимъ образомъ мы изслѣдовали вліяніе масштаба пружины, вліяніе ея натяженія и его плеча, а равно общее вліяніе расположенія обѣихъ точекъ прикрѣпленія пружины, на число оборотовъ машины и на степень неравномѣрности регулятора.

Теперь остается прослѣдить вліяніе измѣненія величины груза и перемѣщенія его центра тяжести вдоль по грузовому рычагу на тѣ же факторы—на число оборотовъ и на степень неравномѣрности.

Напишемъ условія равновѣсія для грузовъ G′ и G″; для крайняго внутренняго положенія

$$\frac{G'}{g}(\omega_1')^2 a b_1 = L_1,$$

$$\frac{G''}{g}(\omega_1'')^2 a b_1 = L_1;$$

для крайняго внѣшняго положенія

$$\frac{G'}{g}(\omega_2')^2 a b_2 = L_2,$$

$$\frac{G''}{g}(\omega_2'')^2 a b_2 = L_2,$$

такъ какъ здѣсь натяженіе и плечо пружины остались безъ измѣненія.

Отсюда

$$\frac{\omega_1''}{\omega_1'} = \frac{\omega_2''}{\omega_2'} = \sqrt{\frac{G'}{G''}}, \qquad (138)$$

какъ было уже выведено раньше (см. ф-лу 120). Слѣдовательно,

$$i'' = \frac{\omega_2''}{\omega_1''} = \frac{\omega_2'}{\omega_1'} = i',$$

а на основаніи ф-лы 16 и

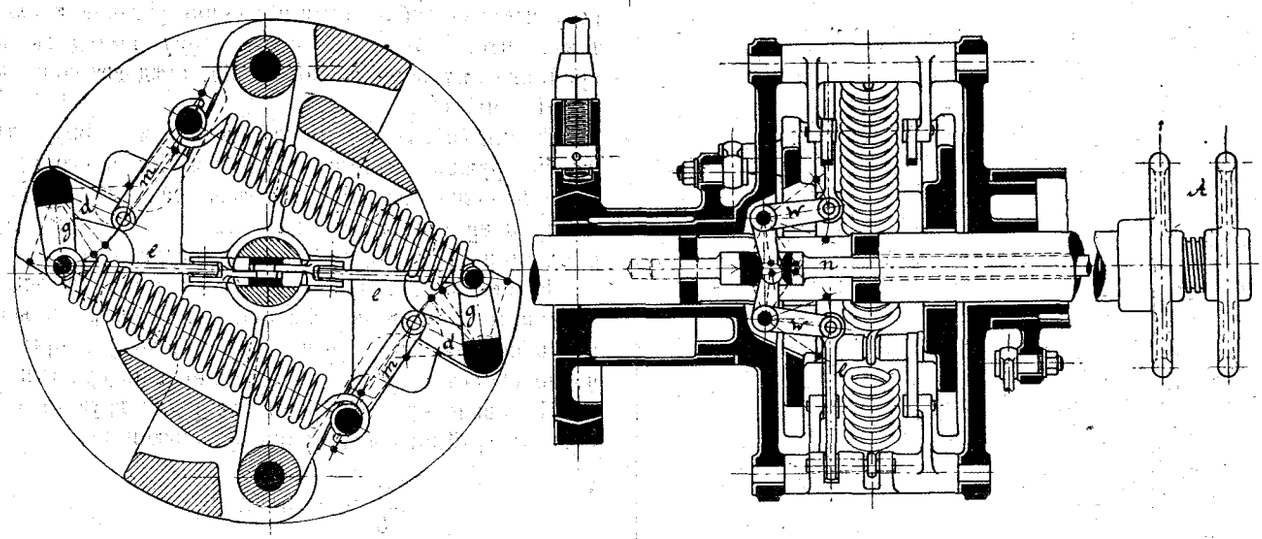
$$\delta'' = \delta'. \qquad (139)$$

Слѣдовательно при измѣненіи величины груза скорость измѣняется обратно пропорціонально корню квадратному изъ величины груза, а степень неравномѣрности не измѣняется.

Аналогичный результатъ получается при измѣненіи положенія центра тяжести груза. Напишемъ условія равновѣсія для крайняго внутренняго положенія

$$\frac{G}{g}(\omega_1')^2 a l' \sin\alpha_1 = L_1,$$

$$\frac{G}{g}(\omega_1'')^2 a \cdot l'' \sin\alpha_1 = L_1;$$



Фиг. 65.

и для крайняго внѣшняго положенія

$$\frac{G}{g}(\omega_2')^2 a \cdot l' \sin\alpha_2 = L_2,$$

$$\frac{G}{g}(\omega_2'')^2 a \cdot l'' \sin\alpha_2 = L_2.$$

Отсюда

$$\frac{\omega_1''}{\omega_1'} = \frac{\omega_2''}{\omega_2'} = \sqrt{\frac{l'}{l''}}, \qquad (140)$$

какъ было уже выведено ранѣе. Совершенно такъ же, какъ и выше, получимъ и въ этомъ случаѣ

$$\delta'' = \delta'. \qquad (139)$$

Слѣдовательно, при перемѣщеніи центра тяжести груза вдоль рычага скорость измѣнится обратно пропорціонально корню квадратному изъ величины плеча груза, а степень неравномѣрности не измѣнится.

Несмотря на весьма простыя соотношенія, даваемыя ф-лами 138—140, на практикѣ измѣненіе величины груза или перемѣщеніе его центра тяжести примѣняется лишь въ узкихъ предѣлахъ. Для болѣе или менѣе значительнаго измѣненія скорости потребовалось бы слишкомъ большое измѣненіе величины груза или его плеча, именно—пропорціональное квадрату измѣненія числа оборотовъ. Кромѣ того, такія измѣненія можно производить лишь по остановкѣ машины, между тѣмъ чаще всего требуется измѣнять скорость машины на ходу. Особая необходимость въ небольшомъ измѣненіи числа оборотовъ на ходу машины встрѣчается на электрическихъ станціяхъ, при параллельной работѣ динамомашинъ, а въ большомъ измѣненіи числа оборотовъ—въ насосахъ, компрессорахъ, воздуходувкахъ, вообще—при пользованіи регуляторами производительности.

Во всѣхъ этихъ случаяхъ гораздо удобнѣе оказывается измѣненія натяженія пружины для небольшого измѣненія числа оборотовъ, когда нѣтъ опасенія сдѣлать регуляторъ неустойчивымъ, согласно ф-лѣ 134, —и одновременное увеличеніе натяженія пружины и ея плеча, согласно ф-лѣ 135, при значительномъ измѣненіи скорости.

Послѣднее средство весьма часто примѣняется

въ регуляторахъ производительности, гдѣ степень изохронизма

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} \qquad (15)$$

весьма часто доходитъ до двухъ и болѣе *). На фиг. 65 показанъ плоскій регуляторъ производительности системы Proell'я. Стержень n можетъ быть вдвинутъ или выдвинутъ внутри распредѣлительнаго валика помощью маховичка A съ рѣзьбою; другой маховичекъ играетъ роль контргайки и служитъ для закрѣпленія стержня n въ требуемомъ положеніи. Движеніе стержня n, при помощи угловыхъ рычаговъ w и тяги l, передается кривошипику g, къ которому укрѣплена пружина. Отъ кривошипика d, помощью тяги m, одновременно измѣняется и плечо натяженія пружины. Показанный на фиг. 65 въ $^1/_8$ н. в. регуляторъ даетъ число оборотовъ отъ 65 до 130 при постоянной степени неравномѣрности $\delta = 6\%$ [31]).

Самый простой плоскій регуляторъ производительности получится, если измѣнить длину эксцентриковой тяги при цилиндрѣ простого дѣйствія и длину эксцентриковой и промежуточной тяги—при цилиндрѣ двойного дѣйствія. Очевидно, такое измѣненіе длины тяги совершенно аналогично съ простымъ измѣненіемъ натяженія пружины, а потому можетъ примѣняться лишь въ узкихъ предѣлахъ. Принципъ такой конструкціи заключается въ слѣдующемъ: допустимъ, что мы измѣнили длину тягъ насоснаго или компрессорнаго цилиндра такъ, что получается бо̀льшее наполненіе, чѣмъ было до этого измѣненія. Такъ какъ, при постоянномъ напорѣ воды или при постоянномъ давленіи воздуха въ воздушномъ регуляторѣ, сопротивленіе въ теченіе одного хода поршня машины остается постояннымъ, то машина пойдетъ быстрѣе. При этомъ грузы регулятора, вслѣдствіе бо̀льшей скорости, раздвинутся и уменьшатъ наполненіе. Послѣ нѣсколькихъ колебаній установится нормальное наполненіе. Итакъ машина пойдетъ быстрѣе, при томъ же нормальномъ наполненіи, а пружина оказалась сильнѣе натянутой, соотвѣтственно увеличенной скорости машины.

Подобныя устройства примѣняются нерѣдко и уже описаны въ литературѣ [32, 9]). Точно также подробно описано устройство плоскаго регулятора съ измѣненіемъ числа оборотовъ помощью добавочныхъ грузовъ [8]).

*) Въ регуляторахъ производительности E. Wiki (Z. d. V. D. I., 1907 г., № 3) степень изохронизма можетъ доходить до 25.

Иногда примѣняются болѣе сложныя устройства, съ пружинами разнаго шага, съ добавочными пружинами, послѣдовательно вступающими въ дѣйствіе, и т. д. [33]). Для перемѣны натяженія пружины можно пользоваться рычажной передачей, какъ дѣлаетъ Proell (фиг. 65), или тонкимъ стальнымъ канатомъ, какъ дѣлаетъ фирма De Temple въ регуляторахъ Paul Müller. Doerfel [5]) измѣняетъ натяженіе пружины и одновременно передвигаетъ точку укрѣпленія ея. Однако при такой конструкціи неизбѣжно сильное измѣненіе степени неравномѣрности регулятора, что ясно изъ предыдущаго.

Слѣдуетъ замѣтить, что при большинствѣ всѣхъ этихъ измѣненій мѣняется также перестановочная сила регулятора; она обычно уменьшается съ уменьшеніемъ натяженія пружины и бываетъ наименьшей въ крайнемъ внутреннемъ положеніи грузового рычага.

Поэтому регуляторы производительности весьма часто исполняются въ видѣ инерціонныхъ регуляторовъ, въ которыхъ значительная часть перестановочной силы получается отъ дѣйствія инерціонной массы и не зависитъ ни отъ натяженія пружины, ни отъ ея плеча.

Степень нечувствительности тоже будетъ большею частью измѣняться. Вообще говоря, увеличеніе дѣйствующихъ въ регуляторѣ силъ—вѣса грузовъ или натяженій пружинъ—вызываетъ усиленіе реакцій цапфъ, а слѣдовательно усиленіе моментовъ тренія вокругъ цапфъ и соотвѣтственное увеличеніе степени нечувствительности регулятора.

Чтобы закончить статику плоскаго регулятора, остается еще разсмотрѣть инерціонные регуляторы, основныя свѣдѣнія о которыхъ уже были даны ранѣе (см. § 2 главы III).

§ 7. Изслѣдованіе плоскихъ инерціонныхъ регуляторовъ.

Основныя формулы для вычисленія тангенціальной силы инерціи и момента силъ инерціи уже выведены раньше. Мы нашли, что тангенціальная сила инерціи, появляющаяся при измѣненіи угловой скорости вращенія регулятора $\frac{d\omega}{dt}$

$$T = \frac{d\omega}{dt} \cdot M \cdot r_0, \qquad (36)$$

приложена въ центрѣ качанія груза, если считать центръ вала за точку подвѣса. Эту силу можно

замѣнить тангенціальной силой той же величины T, приложенной въ центрѣ тяжести груза, добавивъ моментъ

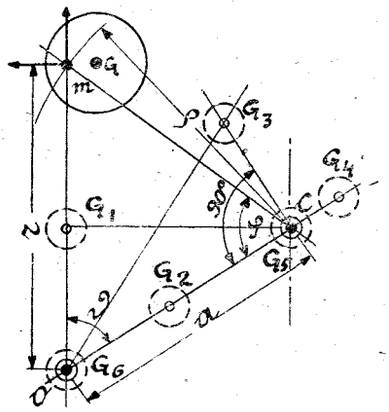
$$L = \frac{d\omega}{dt} J_G, \qquad (39)$$

гдѣ J_G — моментъ инерціи груза относительно его центра тяжести G, r_0 — радіусъ вращенія центра тяжести груза; $\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускореніе вала регулятора. Такимъ образомъ полный моментъ отъ дѣйствія тангенціальной силы инерціи вокругъ оси качанія груза C будетъ

$$L_C = \frac{d\omega}{dt}\left| J_G + M \cdot r_0 \cdot h \right|, \qquad (40)$$

гдѣ h — плечо силы T относительно оси качанія груза C (фиг. 40).

Если желаемъ ввести моментъ инерціи груза относительно оси качанія C, то удобнѣе воспользоваться полярной системой координатъ. Изъ фиг. 66 получаемъ для точки m моментъ тангенціальной силы инерціи относительно оси качанія C



Фиг. 66.

$$l = m \cdot r \cdot \frac{d\omega}{dt}(r - a \cdot \cos\vartheta).$$

Производя суммированіе для всего тѣла, найдемъ полный моментъ тангенціальной силы инерціи относительно оси качанія C. Замѣтимъ предварительно, что

$$r \cdot \cos\vartheta = a - \rho \cdot \cos\varphi \text{ и } r \cdot \sin\vartheta = \rho \cdot \sin\varphi,$$

гдѣ ρ — радіусъ дуги качанія точки m относительно цапфы C, откуда

$$l = m\frac{d\omega}{dt}(r^2 - a \cdot r \cdot \cos\vartheta) = m\frac{d\omega}{dt}(a^2 + \rho^2 - 2a \cdot \rho \cdot \cos\varphi - a^2 + a \cdot \rho \cdot \cos\varphi) = m\frac{d\omega}{dt}(\rho^2 - a \cdot \rho \cdot \cos\varphi). \qquad (141)$$

Отсюда

$$L = \Sigma l = \frac{d\omega}{dt}[\Sigma m\rho^2 - a\Sigma m \cdot \rho \cdot \cos\varphi].$$

Пусть $\Sigma m = M$; полярныя координаты центра тяжести G будутъ ρ_0, φ_0; тогда

$$L = \frac{d\omega}{dt}[J_C - aM\rho_0 \cdot \cos\varphi_0] = \frac{d\omega}{dt}[M\rho_1^2 - M\rho_0 a\cos\varphi_0], \qquad (142)$$

гдѣ $J_C = \Sigma m\rho^2$ — моментъ инерціи груза относительно его оси качанія C, а чрезъ ρ_1 обозначенъ радіусъ инерціи относительно той же точки C.

Полный моментъ L тангенціальныхъ силъ инерціи обращается въ нуль, когда

$$\rho_1^2 - a\rho_0 \cdot \cos\varphi_0 = 0,$$

откуда

$$\cos\varphi_0 = \frac{\rho_1^2}{a\rho_0}. \qquad (143)$$

Такъ какъ ρ_1 лишь немного больше ρ_0, то приблизительно, принимая $\rho_1 = \rho_0$, получимъ, вмѣсто ур. 143, условіе $a \cdot \cos\varphi_0 = \rho_0$. Это послѣднее означаетъ, что треугольникъ OCG прямоуголенъ при G. Слѣдовательно такого расположенія, когда центръ тяжести инерціонной массы находится въ G_1, слѣдуетъ избѣгать.

Точно такъ же неблагопріятно положеніе центра тяжести инерціонной массы въ G_3, между осью вращенія O и осью качанія C, такъ какъ при этомъ

$$\varphi_0 = 0, \cos\varphi_0 = 1$$

и моментъ L (формула 142) получаетъ наименьшее значеніе. Второй членъ ур. 142, зависящій только отъ массы груза, но не отъ момента инерціи и равный

$$L' = \frac{d\omega}{dt} Ma\rho_0 \cos\varphi_0, \qquad (144)$$

обращается въ нуль, когда $\varphi_0 = 90^0$, т. е. когда прямая, соединяющая центръ тяжести груза съ осью качанія, перпендикулярна къ прямой, проходящей чрезъ центръ вращенія вала и ось качанія груза. Слѣдовательно, положеніе центра тяжести инерціонной массы въ G_3 тоже неблагопріятно. Если $\varphi_0 > 90^0$, то $\cos\varphi_0$ будетъ величиной отрицательной и, слѣдовательно, получится наибольшій моментъ тангенціальныхъ силъ инерціи. Слѣдовательно, наиболѣе благопріятное расположеніе для инерціоннаго регулятора будетъ такое, при которомъ $\varphi_0 = 180^0$; это положеніе инерціонной массы обозначено на фиг. 66 точкой G_4.

Если центръ тяжести инерціонной массы совпадаетъ съ осью качанія C, то $\rho_0 = 0$ и второй

членъ ур. 142 пропадаетъ. Точно такъ же, если центръ тяжести инерціонной массы совпадаетъ съ осью вращенія вала O, то $a = 0$ и второй членъ опять пропадаетъ. При этомъ остается моментъ

$$L = \frac{d\omega}{dt} J_0, \qquad (145)$$

гдѣ J_0—моментъ инерціи инерціонной массы относительно оси вращенія вала.

Такимъ образомъ, наиболѣе благопріятное положеніе центра тяжести инерціонной массы—въ G_4 (фиг. 66), положенія G_1, G_2, G_3, G_5 и G_6 — менѣе благопріятны, при чемъ самое невыгодное положеніе—въ G_2, между C и O.

Примѣняемые на практикѣ плоскіе инерціонные регуляторы можно раздѣлить на два класса. Къ первому принадлежатъ инерціонные регуляторы съ инерціонной массой въ видѣ грузового рычага, качающагося вокругъ особой цапфы. Сюда принадлежатъ преимущественно американскіе и англійскіе инерціонные регуляторы, напр. Rites (фиг. 4 и 13), Harrisburg (фиг. 14), American Engine (фиг. 15), Tangye и др. Ко второму классу принадлежатъ регуляторы съ инерціонной массой въ видѣ колеса или кольца, свободно вращающагося вокругъ вала; большею частью въ этомъ случаѣ инерціонная масса служитъ кожухомъ регулятора. Сюда принадлежатъ преимущественно нѣмецкіе инерціонные регуляторы, напр. Lentz'a (фиг. 17), Strnad'a (фиг. 19), Müller'a (фиг. 20).

Изъ сравненія формулъ 142 и 144 сразу видно, что въ послѣднихъ конструкціяхъ полезное дѣйствіе инерціонной массы меньше, чѣмъ въ первыхъ, при томъ же вѣсѣ и томъ же моментѣ инерціи J. Однако при этой конструкціи легко увеличить массу M, а слѣдовательно и моментъ инерціи, при сравнительно небольшомъ діаметрѣ регулятора, что особенно важно при клапанномъ распредѣленіи, когда плоскій инерціонный регуляторъ сидитъ на распредѣлительномъ валу. Этимъ можно объяснить распространеніе въ Америкѣ, гдѣ клапанные механизмы почти не примѣняются, регуляторовъ I класса, а въ Германіи—регуляторовъ II класса.

Разсмотримъ теперь, какая форма инерціонной массы наиболѣе выгодна, т. е. даетъ наибольшій моментъ L при томъ же вѣсѣ.

Въ случаѣ инерціоннаго кольца, свободно сидящаго на валу регулятора, моментъ L по формулѣ 145 будетъ

$$L = \frac{d\omega}{dt} J_0, \qquad (145)$$

гдѣ J_0 — моментъ инерціи массы относительно ея оси вращенія. Очевидно, при одномъ и томъ же вѣсѣ и при томъ же наружномъ діаметрѣ, наиболѣе выгоднымъ будетъ цилиндрическое кольцо большой длины и небольшой толщины. Поэтому современная форма инерціонной массы, въ видѣ довольно длиннаго кожуха, выгоднѣе употреблявшихся въ прежнихъ инерціонныхъ регуляторахъ колесъ, спроектированныхъ съ большой толщиной и малой шириной обода, на подобіе маховика. Въ послѣднемъ, какъ извѣстно отношеніе толщины обода къ его ширинѣ обусловливается соображеніями прочности, не играющими большой роли въ инерціонной массѣ, вслѣдствіе ея незначительной окружной скорости. Обычное на практикѣ отношеніе длины кожуха къ его радіусу около или нѣсколько меньше единицы.

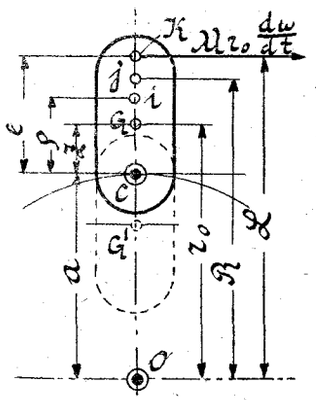
Переходя къ разсмотрѣнію инерціонныхъ регуляторовъ перваго класса, съ инерціонной массой въ видѣ особаго рычага, качающагося на отдѣльной цапфѣ, замѣчаемъ, что моментъ L по формулѣ 142 получаетъ наибольшее значеніе, когда $\varphi_0 = 180^0$ и

$$L\,max = \frac{d\omega}{dt}(J_C + a \cdot M \cdot r_0) . \qquad (146)$$

Соотвѣтственное положенію центра тяжести инерціонной массы въ точкѣ G_4 по фиг. 66.

При этомъ ось вала, ось качанія и центръ тяжести инерціонной массы лежатъ на одной прямой, при чемъ ось качанія лежитъ между осью вала и центромъ тяжести инерціонной массы. Къ этому же выводу, хотя и совершенно инымъ путемъ, приходитъ извѣстный изобрѣтатель инерціонныхъ регуляторовъ Rites [34]).

Возьмемъ это наиболѣе благопріятное расположеніе частей инерціоннаго регулятора (фиг. 67) и выяснимъ, какую форму должна имѣть инерціонная масса для наиболѣе выгоднаго дѣйствія.



Фиг. 67.

Пусть на фиг. 67 обозначаютъ: O—центръ вала;

C—ось качанія инерціонной массы, G—ея центръ тяжести, K—центръ качанія по отношенію къ валу, принимаемому за точку подвѣса, такъ что $\mathcal{L}$—приведенная длина маятника; R—радіусъ инерціи массы относительно вала. Какъ извѣстно, радіусъ инерціи R есть средняя пропорціональная между приведенной длиной маятника $\mathcal{L}$ и разстояніемъ r_o отъ центра вращенія O до центра тяжести G, соотвѣтственно чему и выбрано положеніе конечной точки j (центра гираціи), опредѣляющей длину радіуса инерціи R. Далѣе, ρ—радіусъ инерціи по отношенію къ оси качанія C и i—соотвѣтствующая конечная точка (центръ гираціи); z—плечо центра тяжести G относительно оси качанія C; l—плечо центра качанія K относительно оси качанія C; a—разстояніе между осью вала O и осью качанія C. Здѣсь вездѣ подъ осью качанія подразумѣвается ось цапфы, вокругъ которой можетъ качаться инерціонная масса; центръ качанія имѣетъ извѣстное изъ механики значеніе.

Такъ какъ тангенціальная сила инерціи

$$T = Mr_0 \frac{d\omega}{dt} \qquad (36)$$

приложена въ центрѣ качанія K, то ея статическій моментъ относительно оси качанія C будетъ

$$L = M \frac{d\omega}{dt} r_0 \cdot l. \qquad (147)$$

Подъ вліяніемъ этого момента инерціонная масса получитъ нѣкоторое угловое ускореніе $\frac{d\vartheta}{dt}$ вокругъ оси качанія C и оно, вообще говоря, не будетъ равно угловому ускоренію $\frac{d\omega}{dt}$ вращенія регулятора вокругъ оси O, т. е.

$$\frac{d\vartheta}{dt} \lesseqgtr \frac{d\omega}{dt}. \qquad (148)$$

Чтобы опредѣлить это угловое ускореніе $\frac{d\vartheta}{dt}$, замѣтимъ, что моментъ инерціи массы относительно оси качанія C равенъ

$$J_c = M\rho^2. \qquad (149)$$

По извѣстной теоремѣ механики пишемъ, что статическій моментъ силы равенъ произведенію момента инерціи массы на производимое статическимъ моментомъ угловое ускореніе:

$$M \frac{d\omega}{dt} r_0 l = \frac{d\vartheta}{dt} M\rho^2,$$

откуда

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \frac{r_0 l}{\rho^2}. \qquad (150)$$

Изъ этой формулы прежде всего выводимъ слѣдствіе, что угловое ускореніе инерціонной массы, а слѣдовательно и ея дѣйствіе, прямо пропорціонально угловому ускоренію вращенія, т. е. инерціонная масса дѣйствуетъ тѣмъ энергичнѣе, чѣмъ сильнѣе угловое ускореніе вращенія. Слѣдовательно, инерціонные регуляторы особенно рекомендуются при легкихъ маховикахъ и при быстрыхъ измѣненіяхъ нагрузки машины.

Обратимся къ формулѣ 150 и изслѣдуемъ ее.

На основаніи извѣстной теоремы механики пишемъ выраженіе момента инерціи массы относительно оси качанія C

$$J_c = J_G + Mz^2 \text{ или } M\rho^2 = Mx^2 + Mz^2,$$

откуда

$$\rho^2 = x^2 + z^2. \qquad (151)$$

Здѣсь x—радіусъ инерціи (на чертежѣ не показанный) для центра тяжести G и $Mx^2 = J_G$ — моментъ инерціи массы относительно ея центра тяжести.

Далѣе, пишемъ извѣстное выраженіе длины приведеннаго маятника или, что то же самое, радіуса центра качанія,

$$\mathcal{L} = \frac{J_o}{Mr_0} = \frac{MR^2}{Mr_0} = \frac{R^2}{r_0} = \frac{R^2}{a+z}, \qquad (152)$$

такъ какъ по чертежу

$$r_o = a + z. \qquad (153)$$

Плечо l центра качанія K относительно оси качанія C

$$l = \mathcal{L} - a = \frac{R^2}{a+z} - a = \frac{R^2 - a^2 - az}{a+z}. \qquad (154)$$

Моментъ инерціи массы относительно оси вращенія O

$$J_o = MR^2 = J_G + M \cdot r_o^2 = Mx^2 + Mr_o^2,$$

откуда

$$R^2 = x^2 + r_o^2 = x^2 + (a+z)^2. \qquad (155)$$

Подставляя формулу 155 въ формулу 154, получимъ

$$l = \frac{R^2 - a^2 - az}{a+z} = \frac{x^2 + (a+z)^2 - a^2 - az}{a+z} = \frac{x^2 + z^2 + az}{a+z}. \qquad (156)$$

Теперь, на основаніи формулъ 151, 153 и 156, переписываемъ формулу 150

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \frac{r_0 l}{\rho^2} = \frac{d\omega}{dt} \frac{(a+z)(x^2+z^2+az)}{(a+z)(x^2+z^2)} = \frac{d\omega}{dt} \frac{x^2+z^2+az}{x^2+z^2}. \qquad (157)$$

Итакъ угловое ускореніе $\frac{d\vartheta}{dt}$ инерціонной

массы, при любомъ угловомъ ускореніи вращенія вала регулятора $\frac{d\omega}{dt}$, не зависитъ отъ величины массы M, а зависитъ отъ величинъ a, z и x. Назовемъ выраженіе

$$k = \frac{x^2 + z^2 + az}{x^2 + z^2} \qquad (158)$$

коэффиціентомъ полезнаго дѣйствія инерціонной массы.

Изъ формулы 158 сразу видно, что k тѣмъ больше, чѣмъ больше разстояніе a между осью вала O и осью качанія массы C. Если $a = 0$, то получимъ

$$k = \frac{x^2 + z^2}{x^2 + z^2} = 1, \qquad (159)$$

откуда

$$\frac{d\mathfrak{J}}{dt} = k\,\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{dt}; \qquad (160)$$

слѣдовательно, если инерціонная масса сидитъ на валу, то ея угловое ускореніе равно угловому ускоренію вращенія вала, какъ будто она соединена съ валомъ накрѣпко въ одно цѣлое.

Если $z = 0$, то

$$k = \frac{x^2}{x^2} = 1 \qquad (161)$$

и слѣдовательно опять

$$\frac{d\mathfrak{J}}{dt} = \frac{d\omega}{dt}. \qquad (160)$$

Слѣдовательно, если ось качанія C инерціонной массы помѣщена въ ея центрѣ тяжести G, то и тогда ея угловое ускореніе равно угловому ускоренію вала. Въ остальныхъ же случаяхъ, при положительной величинѣ z, $k > 1$; если $z < 0$, т. е. при расположеніи по пунктиру фиг. 67, $k < 1$ и дѣйствіе инерціонной массы ухудшается, какъ мы уже видѣли раньше.

Теперь опредѣлимъ, при какихъ величинахъ z и x коэффиціентъ k полезнаго дѣйствія инерціонной массы получаетъ наибольшее значеніе. Для этого приравняемъ нулю частныя производныя функціи k ур. 158 по z и x. Получаемъ

$$\frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{x^2 + z^2 + az}{x^2 + z^2}\right) =$$

$$= \frac{(2z + a)(x^2 + z^2) - 2z(x^2 + z^2 + az)}{(x^2 + z^2)^2} = \frac{ax^2 - az^2}{(x^2 + z^2)^2}.$$

Слѣдовательно, величина z, обращающая функцію въ max. или min., найдется изъ

$$ax^2 - az^2 = 0 \text{ или } z = x, \qquad (162)$$

и разстояніе z центра тяжести G отъ оси качанія C должно равняться радіусу инерціи x. Чтобы узнать, что именно получается — max. или min., дифференцируемъ вторично

$$\frac{\partial^2 k}{\partial z^2} = \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{ax^2 - az^2}{x^4 + z^4 + 2x^2z^2}\right) =$$

$$= \frac{-2za(x^4 + z^4 + 2x^2z^2) - (4z^3 + 4x^2z)(ax^2 - az^2)}{(x^2 + z^2)^4} =$$

$$= \frac{2z^5a - 6x^4az - 4z^3x^2a}{(x^2 + z^2)^4}.$$

Подставляя сюда $z = x$, получаемъ

$$\frac{\partial^2 k}{\partial z^2} = \frac{2x^5a - 6x^5a - 4x^5a}{(x^2 + x^2)^4} = -\frac{a}{2x^3} < 0.$$

Слѣдовательно, ур-іе

$$z = x \qquad (162)$$

дѣйствительно даетъ max. для функціи k.

Этотъ выводъ весьма интересенъ: какъ извѣстно изъ механики, данное тѣло совершаетъ колебанія наименьшаго періода вокругъ тѣхъ осей, которыя суть образующія прямого круглого цилиндра, описаннаго вокругъ центра тяжести радіусомъ, равнымъ радіусу инерціи тѣла для его центра тяжести [35]). Слѣдовательно, формула 162 выражаетъ, что ось цапфы качанія должна быть осью наиболѣе быстраго качанія груза и ея разстояніе z до центра тяжести груза должно равняться радіусу инерціи x относительно центра тяжести.

Точно такъ же поступаемъ для опредѣленія значенія x, обращающаго k въ max.:

$$\frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{x^2 + z^2 + az}{x^2 + z^2}\right) = \frac{2x(x^2 + z^2) - 2x(x^2 + z^2 + az)}{(x^2 + z^2)^2} =$$

$$= \frac{-2x\,az}{(x^2 + z^2)^2}.$$

Слѣдовательно величина x найдется изъ

$$-2x\ az = 0,$$

откуда

$$x = 0. \qquad (163)$$

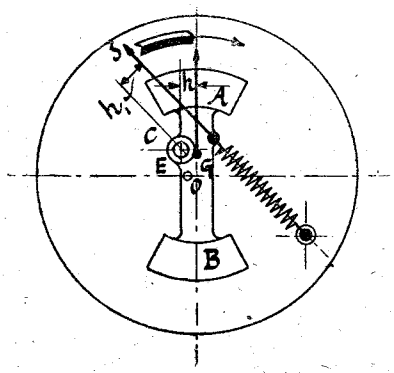
Однако это послѣднее рѣшеніе имѣетъ чисто теоретическое значеніе, ибо при

$$x = 0 \text{ и } J_G = 0,$$

т. е. инерціонная масса обращается въ матеріальную точку.

Расположеніе инерціоннаго регулятора по фиг. 67 на практикѣ нѣсколько видоизмѣняется, такъ какъ при расположеніи по фиг. 67 моментъ центробѣжной силы массы относительно оси качанія C равенъ нулю и, слѣдовательно, масса не можетъ регулировать угловую скорость машины, какъ было объяс-

нено выше. Поэтому на практикѣ цапфа качанія C сносится немного на сторону; при этомъ получается моментъ центробѣжной силы $M\omega^2 r_o$, уравновѣшиваемый пружиной, моментъ которой относительно оси качанія C долженъ равняться моменту центробѣжной силы. Такимъ образомъ получается расположеніе по фиг. 68, представляющей схему инерціоннаго регулятора Rites, одного изъ простѣйшихъ и наилучшихъ регуляторовъ этого рода.



Фиг. 68.

Изъ фиг. 68 получаемъ для равновѣсія регулятора

$$M \cdot \omega^2 \cdot r_o h = S \cdot h_1, \qquad (164)$$

гдѣ M—масса обоихъ грузовъ A и B; G – ихъ центръ тяжести; E—центръ эксцентрика; остальныя обозначенія тѣ же, что и на фиг. 67. Для того, чтобы тангенціальная сила инерціи помогала центробѣжной силѣ установить регуляторъ при измѣненіи угловой скорости вращенія, необходимо дать регулятору вращеніе по стрѣлкѣ. Такъ какъ регуляторъ Rites не уравновѣшенъ относительно силъ тяжести, то онъ можетъ примѣняться лишь въ быстроходныхъ машинахъ, примѣрно начиная съ 200 оборотовъ въ минуту.

Совершенно идентиченъ регуляторъ Tangye [15]), гдѣ уравновѣшеніе силъ тяжести достигнуто при помощи центробѣжнаго груза. Въ регуляторахъ Hershey-Allen (фиг. 14) и American Engine (фиг. 15) достигнуто уравновѣшеніе силъ тяжести примѣненіемъ двухъ инерціонныхъ массъ. Эти послѣдніе регуляторы могутъ, слѣдовательно, работать и при меньшихъ числахъ оборотовъ.

Все сказанное въ § 6 цѣликомъ относится и къ плоскимъ инерціоннымъ регуляторамъ. Слѣдуетъ еще замѣтить, что въ регуляторѣ Rites (фиг. 68) грузъ A дѣлается тяжелѣе груза B, чтобы при симметричномъ расположеніи инерціоннаго рычага AB снести его центръ тяжести въ сторону отъ центра вала. Уменьшеніе груза A или увеличеніе груза B повлечетъ за собой увеличеніе скорости вращенія регулятора; увеличеніе натяженія пружины—увеличеніе скорости и уменьшеніе степени неравномѣрности и т. д.

Такъ какъ инерціонные регуляторы II класса представляютъ собой обыкновенные плоскіе регуляторы, съ отдѣльнымъ центробѣжнымъ грузомъ и отдѣльной инерціонной массой, дѣйствующей лишь при измѣненіи угловой скорости вращенія, то къ нимъ вполнѣ приложимо все сказанное ранѣе о плоскихъ регуляторахъ, со всѣми выводами. Инерціонная масса добавляется лишь для увеличенія перестановочной силы регулятора, при чемъ эта добавочная перестановочная сила зависитъ лишь отъ измѣненія угловой скорости, но не отъ той средней угловой скорости, съ какой шла въ это время машина, почему инерціонные регуляторы особенно удобны въ качествѣ регуляторовъ производительности, какъ уже было указано выше. При значительномъ уменьшеніи числа оборотовъ уменьшается лишь та часть перестановочной силы, которая зависитъ отъ нормальной силы инерціи; другая же часть, зависящая отъ тангенціальной силы инерціи, отъ инерціонной массы, остается неизмѣнной.

Особенно ярко выступаютъ достоинства инерціонныхъ регуляторовъ при динамическомъ изслѣдованіи, къ которому мы можемъ теперь перейти, закончивъ статическое изслѣдованіе плоскихъ регуляторовъ.

IV. ДИНАМИКА ПЛОСКАГО РЕГУЛЯТОРА.

§ 1. Основныя опредѣленія динамики.

При дѣйствіи силы на находящееся въ равновѣсіи тѣло, послѣднее выйдетъ изъ этого положенія равновѣсія, если только связи тѣла не препятствуютъ этому движенію. Тѣло можетъ сразу достичь новаго положенія равновѣсія или же начнетъ совершать колебанія. Если размахи или амплитуды колебаній будутъ постепенно уменьшаться, то тѣло, по истеченіи нѣкотораго промежутка времени, остановится въ новомъ положеніи равновѣсія, слѣдовательно получится устойчивое движеніе. Если же амплитуды колебаній будутъ безпредѣльно возрастать, то получится неустойчивое движеніе, результатомъ котораго, вообще говоря, должно быть разрушеніе колеблющагося тѣла или его связей.

Математическая теорія колебаній въ настоящее время можетъ считаться хорошо разработанной, почему въ дальнѣйшемъ я буду прямо пользоваться главнѣйшими выводами ея, поскольку это не повредитъ ясности и связности изложенія, считая основы теоріи колебаній общеизвѣстными, какъ представляющія собой лишь примѣненіе теоріи интегрированія дифференціальныхъ уравненій [36]).

Сначала я разсмотрю плоскій регуляторъ, какъ самостоятельный механизмъ, съ одною степенью свободы, считая его угловую скорость вращенія постоянною. Это равносильно предположенію, что перемѣщеніе частей регулятора не отзывается на притокѣ движущей силы или, другими словами, оно примѣнимо при постоянной нагрузкѣ машины и при степени неравномѣрности маховика равной нулю. Въ такомъ случаѣ оказывается нетруднымъ произвести чисто аналитическое изслѣдованіе интересующей насъ задачи, какъ это и сдѣлано ниже, въ § 2. Насколько мнѣ извѣстно, единственная работа въ этомъ направленіи принадлежитъ проф. Сидорову [2]), который однако произвелъ изслѣдованіе лишь для простѣйшаго случая—матеріальной точки, движущейся по радіусу, и, какъ онъ самъ указываетъ, вслѣдствіе недостаточнаго въ то время развитія теоріи колебаній, не пришелъ къ какимъ либо практическимъ результатамъ, въ видѣ опредѣленныхъ формулъ, пригодныхъ для проектированія плоскихъ регуляторовъ или для провѣрки ихъ динамическихъ качествъ. Напротивъ, вопросъ о динамикѣ центробѣжныхъ регуляторовъ разрабатывался многими [37]), но всѣ эти изслѣдованія не могутъ быть прямо перенесены на плоскіе регуляторы, такъ какъ всѣ изслѣдователи допускали многія неточности и пренебрегали обратнымъ дѣйствіемъ распредѣлительнаго механизма на регуляторъ. Въ плоскомъ регуляторѣ, всецѣло находящемся подъ дѣйствіемъ силъ инерціи и сопротивленія распредѣлительнаго механизма, такое допущеніе совершенно противорѣчитъ дѣйствительности.

Итакъ мы начнемъ съ изученія собственныхъ колебаній плоскаго регулятора, выведеннаго изъ его положенія равновѣсія какой либо силой. При изученіи колебаній приходится вообще имѣть дѣло съ тремя видами силъ:

1) Силами возстановляющими называются тѣ силы, которыя стремятся вернуть тѣло въ положеніе равновѣсія; сюда относятся силы тяжести и упругости, давленія пружинъ и т. п. Эти силы не зависятъ отъ времени, но зависятъ лишь отъ положенія отклоненной точки.

2) Силы сопротивленія препятствуютъ колебаніямъ; сюда относятся сопротивленіе среды, силы тренія и т. п. Силы сопротивленія, даваемыя жидкими или пневматическими катарактами, обычно принимаются пропорціональными скорости движенія, что вполнѣ допустимо при небольшихъ скоростяхъ колебательнаго движенія.

3) Силы возмущающія явно зависятъ отъ времени, т. е. періодически повторяются.

Силы возстановляющія, очевидно, всегда должны быть на лицо, иначе колебанія невозможны. Въ неподвижномъ плоскомъ регуляторѣ единственной возстановляющей силой будетъ натяженіе пружины; слѣдовательно, величина ея пропорціональна разстоянію точки отъ положенія равновѣсія, при которомъ натяженіе пружины равно нулю. Во вращающемся плоскомъ регуляторѣ добавляются силы инерціи, нѣсколько усложняющія дѣло.

Силы сопротивленія и возмущающія могутъ и отсутствовать; въ такомъ случаѣ колебанія называются свободными. Если имѣются силы сопротивленія, постоянныя или пропорціональныя скорости, то амплитуды колебаній будутъ уменьшаться и такія колебанія называются затухающими. Въ присутствіи возмущающихъ силъ получаются вынужденныя колебанія, періодъ которыхъ стремится сдѣлаться равнымъ періоду возмущающей силы.

Очевидно, колебанія плоскаго регулятора, снабженнаго катарактомъ, будутъ вынужденныя колебанія съ затуханіемъ. На основаніи принципа Даламбера, общее уравненіе такихъ колебаній для прямолинейно колеблющейся точки массы m будетъ, какъ извѣстно изъ теоріи колебаній,

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+b\frac{dx}{dt}+cx=\Sigma P\cdot\sin(\beta t+\gamma). \quad (165)$$

Здѣсь $m\frac{dx^2}{dt^2}$ — сила инерціи; $b\frac{dx}{dt}$ — сила сопротивленія, пропорціональная скорости; $c\,.\,x$—возстановляющая сила, пропорціональная разстоянію x; $\Sigma P\sin(\beta t+\gamma)$—сумма конечнаго числа возмущающихъ силъ, зависящихъ отъ времени t.

Если точка во время колебаній качается вокругъ неподвижнаго центра, то нѣтъ надобности дѣлать приближенныя допущенія, замѣняя криволинейную траекторію прямой линіей: можно ввести въ уравненіе колебаній, вмѣсто массы точки m, ея моментъ инерціи J вокругъ оси качанія, вмѣсто абсциссы x—уголъ отклоненія φ въ радіальной мѣрѣ, и наконецъ, вмѣсто возмущающей силы—ея моментъ вокругъ той же оси качанія. Получится вполнѣ точное уравненіе колебаній, приводящее, какъ мы увидимъ впослѣдствіи, къ достаточно простымъ фор-

муламъ, вполнѣ удобнымъ для практическаго примѣненія.

Итакъ, для точки, колеблющейся вокругъ нѣкоторой оси, дифференціальное уравненіе колебаній будетъ для вынужденныхъ колебаній съ затуханіемъ

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}+B\frac{d\varphi}{dt}+C\varphi=L_t. \qquad (166)$$

Здѣсь L_t возмущающій моментъ, зависящій отъ времени.

Уравненія 165 и 166 суть линейныя дифференціальныя уравненія 2-го порядка, съ постоянными коэффиціентами и съ послѣднимъ членомъ.

Для свободныхъ колебаній съ затуханіемъ получимъ

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+b\frac{dx}{dt}+cx=0 \qquad (167)$$

и

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}+B\frac{d\varphi}{dt}+C\varphi=0; \qquad (168)$$

слѣдовательно, получатся тѣ же уравненія, но безъ послѣдняго члена.

Наконецъ для свободныхъ колебаній безъ затуханій получимъ

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+cx=0 \qquad (169)$$

и

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2}+C\varphi=0. \qquad (170)$$

Это суть уравненія простого гармоническаго колебанія.

Во всѣхъ этихъ случаяхъ уравненія 165—170 легко интегрируются. Слѣдуетъ замѣтить, что все время имѣются въ виду малыя колебанія регулятора, при которыхъ sin φ можно прямо замѣнить самой функціей φ. Происходящая отсюда погрѣшность весьма незначительна; для простого математическаго маятника при отклоненіи его на 2° ошибка не превосходитъ 0,005%, а при отклоненіи на 10°, слѣдовательно на величину обычнаго на практикѣ полуразмаха грузового рычага регулятора,—не превосходитъ 0,2%.

Въ формулахъ 165—170 подъ массой слѣдуетъ подразумѣвать приведенную массу, подъ силой—приведенную силу. Силы и массы приводятся къ точкѣ, которой колебанія разсматриваются; въ случаѣ колебаній точки вокругъ нѣкотораго центра—къ этому центру.

Разсмотрѣвъ свободныя и вынужденныя колебанія плоскаго регулятора при постоянной угловой скорости вращенія, или при постоянной нагрузкѣ, перейдемъ къ изслѣдованію движенія плоскаго регулятора при измѣненіи нагрузки машины. Здѣсь, очевидно, мы уже имѣемъ систему съ 2 степенями свободы, и чисто аналитическое изслѣдованіе отъ этого сильно затрудняется. Одна степень свободы по прежнему—уголъ поворота грузового рычага, другая—уголъ поворота вала регулятора.

При аналитическомъ изслѣдованіи получаются линейныя дифференціальныя уравненія 2-го порядка съ перемѣнными коэффиціентами, функціями времени t. Дѣлая разнаго рода упрощенія, болѣе или менѣе допустимыя на практикѣ, эти ур—ія преобразовываютъ въ линейныя дифференціальныя уравненія 3-го порядка, но съ постоянными коэффиціентами.

Въ параграфѣ третьемъ настоящей главы, посвященномъ изслѣдованію колебаній плоскаго регулятора при перемѣнной нагрузкѣ, я предпочитаю пользоваться графо-аналитическимъ методомъ, предложеннымъ для центробѣжныхъ регуляторовъ Rülf'омъ [38]), такъ какъ, не отличаясь особою сложностью, способъ этотъ чрезвычайно точенъ и нагляденъ. Онъ даетъ возможность принять во вниманіе степень нечувствительности регулятора и степень неравномѣрности маховика, вліяніе отсѣчки, а слѣдовательно и распредѣлительнаго механизма, а равно и вліяніе инерціонной массы въ инерціонныхъ регуляторахъ. Этими вліяніями приходится пренебрегать частью или полностью при чисто аналитическомъ изслѣдованіи колебаній системъ съ двумя степенями свободы.

Полученныя по способу Rülf'a діаграммы чрезвычайно наглядно показываютъ ходъ колебаній плоскаго регулятора. Здѣсь уже приходится разсматривать регуляторъ въ связи съ машиной или вѣрнѣе—въ связи съ маховикомъ, отъ размѣровъ котораго зависитъ время разбѣга машины. Такъ называется время T_r, необходимое для того, чтобы машина изъ состоянія покоя достигла своей средней угловой скорости вращенія при наибольшемъ наполненіи, слѣдовательно—при наибольшемъ движущемъ моментѣ L max. Если J—моментъ инерціи маховика, то при постоянномъ моментѣ L max получится и постоянное ускореніе $\frac{\omega}{T_r}$ и

$$J\frac{\omega}{T_r}=L\,max,$$

откуда время разбѣга T_r

$$T_r=\frac{J\cdot\omega}{L\,max}. \qquad (171)$$

Для того, чтобы машину не разнесло при внезап-

номъ снятіи нагрузки, очевидно, время разбѣга T_r должно быть больше времени T_h, соотвѣтствующаго одному ходу поршня, иначе распредѣлительный механизмъ не успѣетъ закрыть притокъ движущей силы. Если машина дѣлаетъ n оборотовъ въ минуту, то время T_h одного хода поршня будетъ

$$T_h = \frac{60}{2n} = \frac{30}{n} = \frac{\pi}{\omega}, \qquad (172)$$

слѣдовательно должно быть соблюдено условіе

$$T_r \geq \frac{30}{n} \text{ или } T_r > T_h. \qquad (173)$$

Моментъ L max въ кг. м. опредѣлится по извѣстной формулѣ

$$L\,max = 716{,}2\,\frac{N\,max}{n},$$

гдѣ N max—наибольшая мощность машины въ лош. силахъ.

Динамическое изслѣдованіе дастъ намъ условія динамической устойчивости плоскаго регулятора при постоянной и перемѣнной нагрузкѣ. Наилучшимъ регуляторомъ будетъ тотъ, который даетъ наименьшія колебанія скорости и, при измѣненіи нагрузки, приходитъ въ новое положеніе равновѣсія въ кратчайшее время. Какъ увидимъ дальше, эти качества не только не совмѣстимы, но приводятъ къ прямо противоположнымъ требованіямъ при проектированія регулятора.

Слѣдуетъ замѣтить, что вообще динамическое изслѣдованіе представляетъ большія трудности аналитическаго характера, вслѣдствіе чего, для полученія результатовъ въ достаточно простой формѣ, приходится дѣлать нѣкоторыя допущенія, нѣсколько уменьшающія точность получаемыхъ результатовъ. Но цѣнность послѣднихъ для практики отъ этого не уменьшается, такъ какъ дѣлаемыя мною въ дальнѣйшемъ допущенія во всякомъ случаѣ не противорѣчатъ дѣйствительнымъ условіямъ работы плоскаго регулятора, и дѣйствующія на него болѣе или менѣе значительныя силы принимаются во вниманіе при выводѣ формулъ слѣдующаго параграфа, а равно и § 4.

Въ основу дальнѣйшаго изслѣдованія, несмотря на его кажущуюся сложность вслѣдствіе значительнаго количества формулъ, неизбѣжныхъ въ силу самаго характера разсматриваемаго вопроса,—положенъ принципъ, кратко и ясно выраженный проф. А. В. Гречаниновымъ [37]): „Въ области прикладной механики, въ широкомъ смыслѣ этого слова, математическій анализъ никогда не долженъ заслонять собою физическій смыслъ разсматриваемой задачи".

§ 2. Колебанія плоскаго регулятора при постоянной нагрузкѣ.

Какъ извѣстно изъ теоріи колебаній, грузъ m, прикрѣпленный къ пружинѣ, будучи выведенъ изъ положенія равновѣсія, совершаетъ простыя гармоническія колебанія, дифференціальное уравненіе которыхъ

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0, \qquad (174)$$

гдѣ k—коэффиціентъ пропорціональности, зависящій отъ свойствъ пружины; это есть не что иное, какъ масштабъ пружины.

Періодъ этихъ колебаній, т. е. время въ секундахъ отъ начала одного колебанія до начала слѣдующаго, будетъ

$$T' = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}}. \qquad (175)$$

Слѣдовательно, періодъ T′ отъ начальной амплитуды отклоненія x_1 не зависитъ.

Если пружина винтовая цилиндрическая, то, на основаніи формулы 85, можемъ написать

$$k = \frac{P}{F} = \frac{Gd^4}{8nD^3}, \qquad (122)$$

гдѣ G—модуль упругости при сдвигѣ въ кг./м. ^{2}; d—діаметръ проволоки; D—діаметръ витка, оба—въ м.; n—число дѣйствующихъ витковъ пружины. Получаемъ

$$T' = 2\pi\sqrt{\frac{m \cdot 8nD^3}{Gd^4}}. \qquad (176)$$

Если назвать частотой колебаній выраженіе

$$P = \frac{1}{T'}, \qquad (177)$$

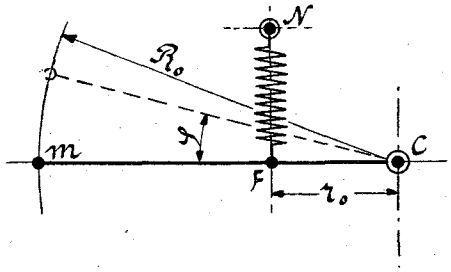
то изъ формулы 176 видимъ, что чѣмъ мягче пружина, тѣмъ больше періодъ колебаній и тѣмъ меньше частота колебаній.

Для обычно употребляемой въ плоскихъ регуляторахъ стальной проволоки можно принять $G = 8.000.000.000$ кг./м. ^{2}, тогда для винтовой пружины

$$T' = 0{,}0002\sqrt{\frac{m \cdot nD^3}{d^4}}. \qquad (178)$$

Если грузъ не прикрѣпленъ непосредственно къ пружинѣ, а находится на концѣ рычага длиной R_0,

при чемъ пружина укрѣплена къ тому же рычагу на плечѣ r_0 (фиг. 69), то получаемое удлиненіе



Фиг. 69.

пружины, соотвѣтствующее углу колебанія φ, будетъ $r_0\varphi$; сила натяженія пружины $k \cdot r_0 \cdot \varphi$, ея статическій моментъ относительно оси качанія C равенъ

$$L = kr_0^2\varphi \qquad (179)$$

и уравненіе движенія будетъ

$$J\frac{d^2\varphi}{dt^2} + k \cdot r_0^2 \cdot \varphi = 0. \qquad (180)$$

Здѣсь J—моментъ инерціи груза относительно оси качанія C. Интегрируя ур. 180, находимъ періодъ колебаній точки m

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J}{k \cdot r_0^2}}. \qquad (181)$$

Очевидно $\frac{J}{r_0^2}$ есть масса груза m, приведенная къ точкѣ подвѣса пружины F.

Если можно пренебречь моментомъ инерціи груза относительно его центра тяжести, то

$$J = m \cdot R_0^2 \qquad (182)$$

и

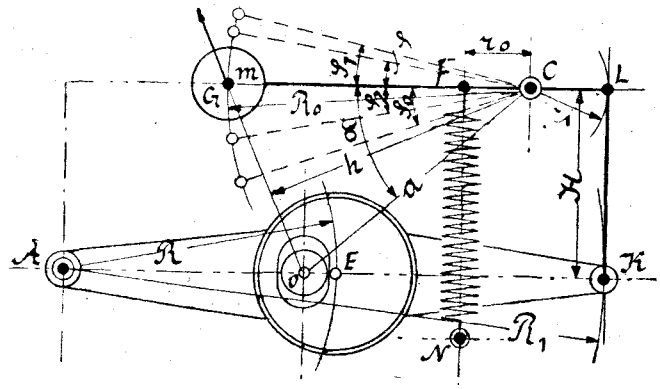
$$T = 2\pi\sqrt{\frac{mR_0^2}{kr_0^2}} = 2\pi\frac{R_0}{r_0}\sqrt{\frac{m}{k}} = \frac{R_0}{r_0}T' \cdot \qquad (183)$$

Слѣдовательно періодъ колебаній увеличился въ отношеніи плечъ подвѣса груза и пружины.

Теперь уже нетрудно перейти къ общей схемѣ плоскаго регулятора (фиг. 70). Здѣсь, кромѣ массы собственно груза, надо привести къ точкѣ m массы эксцентрика, его хомута, шатунчика и цапфъ K и L, тогда по прежнему можно пользоваться ф-лой 181

$$T_0 = 2\pi\sqrt{\frac{J_k}{kr_0^2}} = 2\pi\frac{R_0}{r_0}\sqrt{\frac{m_k}{k}}, \qquad (184)$$

гдѣ J_k —моментъ инерціи относительно оси качанія груза C всѣхъ массъ регулятора, приведенныхъ къ точкѣ m. Съ достаточною для практики точностью



Фиг. 70.

въ этихъ изслѣдованіяхъ можно принимать общій центръ тяжести эксцентрика и его хомута въ геометрическомъ центрѣ эксцентрика, на разстояніи R отъ его цапфы качанія A. Тогда масса эксцентрика и хомута, приведенная къ точкѣ m, будетъ очевидно

$$m_1 = \frac{M_1R^2r_1^2}{R_1^2\,R_0^2}, \qquad (185)$$

гдѣ $M_1 = \frac{G_1}{g}$ —

дѣйствительная масса эксцентрика и хомута.

Приведенная къ той же точкѣ m масса шатунчика и цапфъ K и L

$$m_2 = \frac{M_2r_1^2}{R_0^2}, \qquad (186)$$

гдѣ $M_2 = \frac{G_2}{g}$ —

дѣйствительная масса шатунчика и цапфъ K и L.

Слѣдуетъ замѣтить, что вслѣдствіе измѣненія геометрическихъ величинъ R и r, приведенная масса не остается, строго говоря, постоянной. Однако, имѣя въ виду лишь малыя колебанія, можно ограничиться приведеніемъ массы къ точкѣ m для средняго положенія регулятора и считать эту приведенную массу постоянной во все время малыхъ колебаній регулятора.

Формулы 175—184 справедливы для неподвижнаго плоскаго регулятора. Для вращающагося съ постоянною угловою скоростью ω регулятора надо принять во вниманіе появляющіяся при этомъ силы инерціи. Такъ какъ при постоянной угловой скорости тангенціальныя силы инерціи равны нулю, то ограничимся лишь разсмотрѣніемъ нормальныхъ силъ инерціи.

Начальное положеніе равновѣсія вращающагося плоскаго регулятора соотвѣтствуетъ здѣсь нѣкоторому натяженію пружины, зависящему отъ угловой скорости машины. Это натяженіе соотвѣтствуетъ нѣкоторому начальному углу отклоненія φ_0 (или фазѣ) отъ того положенія грузового рычага, которое онъ занимаетъ въ неподвижномъ регуляторѣ, при совершенно отпущенной пружинѣ.

Разумѣется, наблюдателя слѣдуетъ вообразить вращающимся вокругъ оси вала съ тою же равномѣрною угловою скоростью вращенія ω, тогда колебанія вращающагося регулятора представятся ему такъ, какъ если бы регуляторъ оставался неподвижнымъ.

Слѣдуетъ обратить особое вниманіе на знаки: будемъ считать за положительные тѣ моменты, которые стремятся увеличить уголъ φ отклоненія грузового рычага, и отрицательными—тѣ, которые стремятся уменьшить уголъ φ.

Положительные углы φ откладываются вверхъ отъ средняго положенія Cm, отрицательные—внизъ (фиг. 70).

Какъ было уже доказано, въ уравновѣшенномъ плоскомъ регуляторѣ силы тяжести остаются уравновѣшенными во все время вращенія, слѣдовательно дѣйствіе ихъ исключается, если пренебречь небольшимъ нарушеніемъ равновѣсія при измѣненіи относительнаго положенія частей регулятора вслѣдствіе происходящихъ колебаній. Въ особенности это допущеніе справедливо при большихъ скоростяхъ вращенія, когда импульсъ силъ малъ, а это именно имѣетъ мѣсто въ плоскихъ регуляторахъ, при обычныхъ на практикѣ скоростяхъ вращенія.

Итакъ разсмотримъ моменты всѣхъ силъ вокругъ цапфы C.

Моментъ силъ инерціи будетъ $J_k \frac{d^2\varphi}{dt^2}$, гдѣ J_k — моментъ инерціи приведенной къ точкѣ m массы относительно точки C, а $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ —угловое ускореніе колеблющагося груза. Моментъ этотъ берется со знакомъ минусъ.

Моментъ натяженія пружины по величинѣ равенъ

$$kr_0(\varphi - \varphi_0)r_0 = kr_0^2(\varphi - \varphi_0),$$

пренебрегая незначительнымъ измѣненіемъ направленія оси пружины при малыхъ колебаніяхъ, и беря уголъ φ_0 со знакомъ минусъ, какъ откладываемый въ сторону отрицательныхъ φ. Знакъ момента натяженія пружины—минусъ, такъ какъ онъ стремится уменьшить уголъ φ.

Моментъ центробѣжной силы груза, происходящій вслѣдствіе вращенія его съ постоянною угловою скоростью ω, будетъ, на основаніи предыдущаго изслѣдованія,

$$m\omega_2 rh = m\omega^2 R_0 \cdot a \cdot \sin(\alpha + \varphi) =$$
$$= m\omega^2 \cdot R_0 \cdot a[\sin\alpha \cdot \cos\varphi + \cos\alpha \cdot \sin\varphi],$$

гдѣ α — уголъ между прямой OC и начальнымъ положеніемъ рычага Cm. Здѣсь берется абсолютное значеніе угла α.

По малости угла колебанія φ, замѣняемъ $\cos\varphi$ чрезъ единицу, а $\sin\varphi$—чрезъ φ. Кромѣ того, вводимъ обозначеніе

$$\mu = \frac{m}{m_k} = \frac{mR_0^2}{m_k R_0^2} = \frac{J}{J_k}, \qquad (187)$$

откуда

$$m = \mu m_k, \qquad (188)$$

гдѣ $\mu < 1$. Здѣсь m дѣйствительная масса центробѣжнаго груза, m_k —по прежнему приведенная масса.

Такимъ образомъ, если бы мы пожелали ввести въ расчетъ моменты центробѣжныхъ силъ эксцентрика, шатунчика и прочихъ частей регулятора, то измѣнится лишь значеніе этого коэффиціента μ, а всѣ ниже выведенныя формулы останутся безъ всякаго измѣненія.

Итакъ, моментъ центробѣжной силы груза или груза, эксцентрика и прочихъ частей плоскаго регулятора, вокругъ цапфы C качанія грузового рычага, будетъ

$$\mu m_k \omega^2 R_0 a(\sin\alpha + \varphi \cdot \cos\alpha) = J_k \omega^2 \mu\left[\frac{a \cdot \sin\alpha}{R_0} + \varphi\frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}\right]. \qquad (189)$$

Знакъ момента—плюсъ, такъ какъ онъ стремится увеличить уголъ φ.

Наконецъ введемъ еще моментъ силъ тренія. Вліяніе тренія хомута на эксцентрикѣ и вліяніе катаракта будутъ разобраны ниже, теперь введемъ лишь треніе на цапфахъ. Зная расположеніе частей регулятора и его главные размѣры, безъ труда найдемъ для его средняго положенія, при $\omega = \text{const.}$, давленія на цапфы, ихъ моменты тренія и приведемъ ихъ къ одному моменту вокругъ цапфы C. Въ виду малости размаховъ φ, можно считать этотъ моментъ тренія вокругъ цапфы C постояннымъ для малыхъ колебаній регулятора, почему мы обозначимъ его просто чрезъ постоянную L_R. Произвольность въ выборѣ коэф. тренія также оправдываетъ это допущеніе. Моментъ L_R войдетъ въ ур—іе движенія со знакомъ, зависящимъ отъ направленія колебанія, такъ какъ треніе всегда противодѣйствуетъ движенію. Для перваго размаха, при увеличеніи угла φ, знакъ момента L_R будетъ минусъ, для второго размаха, при уменьшеніи φ—плюсъ.

Итакъ, ур—іе движенія для малыхъ колебаній вращающагося плоскаго регулятора напишется такъ:

$$-J_k\frac{d^2\varphi}{dt^2}-kr_0^2(\varphi-\varphi_0)+J_k\mu\omega^2\left[\frac{a\,.\,\sin\alpha}{R_0}+\varphi\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}\right]-L_R=0. \quad (190)$$

Для интегрированія этого линейнаго дифференціальнаго уравненія второго порядка съ постоянными коэффиціентами введемъ слѣдующія обозначенія:

$$n_0^2=kr_0^2-J_k\mu\omega^2\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0} \quad (191)$$

и

$$\varphi'=\varphi_0\left[\frac{kr_0^2}{kr_0^2-J_k\mu\omega^2\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}\right]-\left[\frac{L_R-J_k\mu\omega^2\frac{a\,.\,\sin\alpha}{R_0}}{kr_0^2-J_k\mu\omega^2\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}\right]. \quad (192)$$

Преобразовывая ур—іе 190, находимъ

$$J_k\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\varphi\left[J_k\mu\omega^2\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}-kr_0^2\right]+\left[\varphi_0\,.\,k\,.\,r_0^2-L_R+J_k\mu\omega^2\frac{a\,.\,\sin\alpha}{R_0}\right],$$

откуда, на основаніи ур—ій 191 и 192,

$$J_k\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-n_0^2(\varphi-\varphi'). \quad (193)$$

Первый членъ ур—ія 192, стоящій въ скобкахъ, показываетъ, что при вращеніи регулятора средина качаній отодвигается дальше отъ начальнаго положенія; при

$$\omega=0 \quad \text{и} \quad \varphi'=\varphi_0.$$

Второй членъ показываетъ, что моментъ тренія L_R дѣйствуетъ въ обратную сторону, приближая средину качаній къ начальному положенію, такъ какъ предъ вторымъ членомъ стоитъ знакъ минусъ.

Полученное нами ур—іе 193 легко интегрировать по общимъ правиламъ интегрированія дифференціальныхъ уравненій.

Пишемъ его въ видѣ

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}+c^2(\varphi-\varphi')=0, \quad (194)$$

гдѣ

$$c^2=\frac{n_0^2}{J_k}, \quad (195)$$

и дѣлаемъ подстановку

$$\varphi-\varphi'=e^{\psi t}, \quad (196)$$

гдѣ e — основаніе натуральныхъ логариѳмовъ, ψ — подлежащая опредѣленію величина. Дифференцируя ур—іе 196 два раза, получаемъ

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2}=\psi^2e^{\psi t}. \quad (197)$$

Подставляя въ ур—іе 194, находимъ

$$\psi^2+c^2=0, \quad (198)$$

откуда

$$\psi=\pm ic. \quad (199)$$

Слѣдовательно, частные интегралы ур—ія 194 будутъ

$$\varphi-\varphi'=e^{+ict} \quad \text{и} \quad \varphi-\varphi'=e^{-ict},$$

а общій интегралъ ур—ія 194

$$\varphi-\varphi'=Ae^{+ict}+Be^{-ict}=(A+B)\cos(ct)+(A-B)i\cdot\sin(ct), \quad (200)$$

такъ какъ

$$e^{+ict}=\cos(ct)+i\cdot\sin(ct)$$

и

$$e^{-ict}=\cos(ct)-i\cdot\sin(ct).$$

Теперь остается опредѣлить произвольныя постоянныя A и B изъ начальныхъ условій движенія. Для этого положимъ, что въ началѣ движенія, въ моментъ времени $t=0$, мы отклонимъ грузъ на уголъ φ_1 и затѣмъ сразу отпустимъ, безъ сообщенія ему какой либо начальной скорости. Тогда при $t=0$ имѣемъ

$$\varphi=\varphi_1 \quad \text{и} \quad \frac{d\varphi}{dt}=0.$$

Подставляя въ ур—іе 200, находимъ при $t=0$

$$\varphi-\varphi'=\varphi_1-\varphi'=A+B,$$

слѣдовательно

$$A+B=\varphi_1-\varphi'. \quad (201)$$

Дифференцируя ур—іе 200 одинъ разъ, получаемъ

$$\frac{d\varphi}{dt}=-(A+B)c\cdot\sin(ct)+(A-B)i\cdot c\cdot\cos(ct).$$

Пользуясь условіемъ $\frac{d\varphi}{dt} = 0$ при $t = 0$, находимъ

$$0 = (A - B)\, i \cdot c,$$

откуда

$$A - B = 0. \qquad (202)$$

На основаніи ур—ій 201 и 202, общій интегралъ ур—ія 200 будетъ

$$\varphi - \varphi' = (\varphi_1 - \varphi')\cos(ct) = (\varphi_1 - \varphi')\cos\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right). \qquad (203)$$

По окончаніи перваго размаха, грузъ пойдетъ обратно. Примѣняя правило знаковъ, получимъ для этого размаха

$$J_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \varphi\left[J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0} - k r_0^2\right] + \left[\varphi_0 k r_0^2 + L_R + J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \sin\alpha}{R_0}\right], \qquad (204)$$

такъ какъ измѣняется только знакъ момента тренія L_R. Вводя обозначенія

$$n_0^2 = k r_0^2 - J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0} \qquad (191)$$

и

$$\varphi'' = \varphi_0\left[\frac{k r_0^2}{k r_0^2 - J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}\right] + \left[\frac{L_R + J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \sin\alpha}{R_0}}{k r_0^2 - J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}\right], \qquad (205)$$

получимъ

$$J_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -n_0^2(\varphi - \varphi''), \qquad (206)$$

аналогично ур—ію 193. Точно такъ же, аналогично съ ур—емъ 203, найдемъ общій интегралъ ур—ія 206 въ видѣ

$$\varphi - \varphi'' = (\varphi_2 - \varphi'')\cos\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right), \qquad (207)$$

гдѣ φ_2 — начальный уголъ отклоненія.

Слѣдовательно, періодъ колебаній остается неизмѣннымъ, такъ какъ размахъ закончится, когда скорость колебанія станетъ равной нулю. Изъ ур—ій 203 и 207 дифференцированіемъ получаемъ по упрощеніи

$$\frac{d\varphi}{dt} = 0 = -\sin\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right),$$

откуда

$$\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}} = \pi \text{ и } t = \frac{\pi\sqrt{J_k}}{n_0}$$

для обоихъ размаховъ.

Очевидно, амплитуда колебанія достигаетъ наибольшей величины при

$$\cos(ct) = 1$$

или при

$$ct = 0, \quad ct = 2\pi, \quad ct = 4\pi \text{ и т. д.}$$

Слѣдовательно, полный періодъ собственныхъ колебаній вращающагося плоскаго регулятора будетъ

$$T = \frac{2\pi}{c} = 2\pi\sqrt{\frac{J_k}{n_0^2}} = 2\pi\sqrt{\frac{J_k}{k r_0^2 - J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} \qquad (208)$$

и не зависитъ отъ начальной амплитуды. Такія колебанія называются изохронными и, какъ видно изъ формулы 208, постоянное треніе L_R на величину періода T не вліяетъ.

Сравнивая формулы 184 и 208, замѣчаемъ, что періодъ колебаній вращающагося регулятора больше періода колебаній неподвижнаго регулятора и тѣмъ больше, чѣмъ больше угловая скорость вращенія. Очевидно, при

$$k r_0^2 - J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0} = 0$$

или при

$$\omega = \sqrt{\frac{k r_0^2}{J_k \cdot \mu \cdot \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} \qquad (209)$$

періодъ собственныхъ колебаній регулятора получается равнымъ безконечности

$$T = \infty.$$

При

$$\omega > \sqrt{\frac{k r_0^2}{J_k \cdot \mu \cdot \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}}$$

для періода колебаній получается мнимая величина. Очевидно, въ обоихъ этихъ случаяхъ можно не опасаться резонанса, такъ какъ формула 209 опредѣляетъ ту предѣльную угловую скорость, при которой уже прекращаются свободныя колебанія вращающагося плоскаго регулятора.

Изъ формулы 208 видно, что $T_0 = T$ при $\omega = 0$ или при $\cos\alpha = 0$, т. е. когда $\alpha = 90^0$ (фиг. 70).

Переписавъ формулу 208 въ видѣ

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}}, \qquad (208)$$

видимъ, что періодъ собственныхъ колебаній вращающагося плоскаго регулятора увеличивается съ увеличеніемъ момента инерціи J_k приведенной массы, угловой скорости вращенія ω и проекціи $a \cdot \cos\alpha$ разстоянія оси качанія C отъ оси вращенія O на направленіе грузового рычага, и уменьшается съ увеличеніемъ масштаба пружины k, ея плеча r_0 и длины R_0 грузового рычага CG.

Что же касается амплитуды, то она все время уменьшается. Изъ формулы 203 находимъ, что при остановкѣ груза, по окончаніи перваго размаха, скорость груза должна быть равной нулю, т. е.

$$\frac{d\varphi}{dt} = 0 \quad \text{или} \quad \sin\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right) = 0,$$

откуда

$$\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}} = \pi \quad \text{и} \quad \cos\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right) = -1.$$

Отсюда

$$\varphi_2 - \varphi' = -(\varphi_1 - \varphi')$$

или

$$\varphi_2 = 2\varphi' - \varphi_1, \qquad (210)$$

гдѣ φ_2 — наибольшій уголъ отклоненія грузового рычага, соотвѣтствующій концу перваго размаха и началу второго. Точно такъ же изъ 207 найдемъ для конца второго и начала третьяго размаха

$$\varphi_3 = 2\varphi'' - \varphi_2 = 2\varphi'' - 2\varphi' + \varphi_1. \qquad (211)$$

На основаніи ур—ій 192 и 205 имѣемъ

$$2\varphi'' - 2\varphi' = 4\frac{L_R}{kr_0^2 - J_k\,\mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}} \qquad (212)$$

и

$$\varphi_3 = 4\frac{L_R}{kr_0^2 - J_k\,\mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}} + \varphi_1 = -4\lambda + \varphi_1, \qquad (213)$$

гдѣ для сокращенія обозначено

$$\lambda = -\frac{L_R}{kr_0^2 - J_k\mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}. \qquad (214)$$

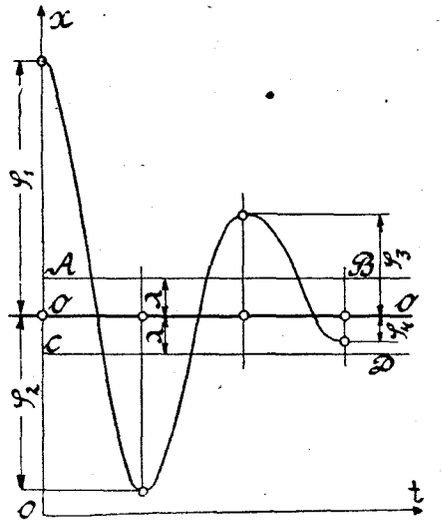
Слѣдовательно, если взять за средину колебаній положеніе грузового рычага при углѣ отклоненія φ, соотвѣтственно $L_R = 0$ или по формулѣ 192

$$\varphi = \frac{\varphi_0 kr_0^2 + J_k\mu\omega^2 \frac{a \cdot \sin\alpha}{R_0}}{kr_0^2 - J_k\mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}, \qquad (215)$$

то амплитуды колебаній будутъ постепенно затухать и величина затуханія будетъ 2λ, гдѣ λ дается формулой 214; періодъ же колебаній все время остается неизмѣннымъ и опредѣляется формулой 208.

Послѣдовательныя амплитуды колебаній будутъ (фиг. 71):

$\varphi_1 = \varphi_1$, $\varphi_2 = -\varphi_1 + 2\lambda$, $\varphi_3 = \varphi_1 - 4\lambda$ и т. д.



Фиг. 71.

Слѣдовательно, кривая колебаній (фиг. 71) будетъ состоять изъ вѣтвей, расположенныхъ симметрично то относительно линіи AB, то относительно линіи CD, при чемъ каждая изъ этихъ прямыхъ сдвинута отъ средней линіи OO на величину λ, даваемую формулой 214.

Очевидно, колебанія прекратятся, когда получится для n-го колебанія

$$\varphi_n < \lambda.$$

Итакъ при постоянномъ треніи L_R на

цапфахъ получаются затухающія колебанія съ постояннымъ періодомъ.

Теперь разсмотримъ вліяніе тренія эксцентриковаго хомута. Мы можемъ предположить, что эксцентрикъ остается неподвижнымъ, а хомутъ вращается на немъ съ постоянною угловою скоростью ω, равной и противоположной скорости вращенія регулятора. Такъ какъ направленіе этой силы тренія всегда постоянно, противоположно направленію вращенія машины, то существенное значеніе имѣетъ отношеніе линейной скорости вращенія на трущейся поверхности хомута къ наибольшей скорости на той же поверхности, происходящей вслѣдствіе колебаній регулятора.

При угловой скорости вращенія машины ω и діаметрѣ эксцентрика D, линейная скорость на трущейся поверхности хомута будетъ.

$$V_e = \frac{\omega D}{2}. \qquad (216)$$

Угловая скорость $\frac{d\varphi}{dt}$ колебаній грузового рычага будетъ наибольшей, когда рычагъ проходитъ чрезъ среднее положеніе, въ данномъ случаѣ опредѣляемое величиной угла φ' по формулѣ 192. При удаленіи колеблющагося рычага въ ту или другую сторону отъ этого положенія, скорость колебанія будетъ уменьшаться. Для полученія угловой скорости колебанія $\frac{d\varphi}{dt}$ дифференцируемъ ур—іе 203 и получаемъ

$$W = \frac{d\varphi}{dt} = -(\varphi_1 - \varphi')\frac{n_0}{\sqrt{J_k}} \sin\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right). \qquad (217)$$

Скорость эта достигаетъ максимума, какъ сейчасъ объяснено, при проходѣ рычага чрезъ положеніе $\varphi = \varphi'$. При этомъ ур—іе 203 приметъ видъ

$$\varphi' - \varphi' = 0 = (\varphi_1 - \varphi')\cos\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right).$$

Такъ какъ вообще, $\varphi_1 \gtrless \varphi'$, то для W_{max} должно быть

$$\cos\left(\frac{n_0 t}{\sqrt{J_k}}\right) = 0,$$

откуда

$$\frac{n_0 t'}{\sqrt{J_k}} = \frac{\pi}{2}$$

и

$$t' = \frac{\pi}{2}\frac{\sqrt{J_k}}{n_0}. \qquad (218)$$

Это время t' опредѣляетъ, слѣдовательно, моментъ прохожденія грузового рычага чрезъ положеніе $\varphi = \varphi'$ съ максимальною скоростью W max. Подставляя ур—іе 218 въ ур—іе 217, получаемъ наибольшую угловую скорость колебанія

$$W_{max} = -(\varphi_1 - \varphi')\frac{n_0}{\sqrt{J_k}} \sin\left(\frac{n_0}{\sqrt{J_k}}\frac{\pi}{2}\frac{\sqrt{J_k}}{n_0}\right) =$$

$$= -(\varphi_1 - \varphi')\frac{n_0}{\sqrt{J_k}}. \qquad (219)$$

Здѣсь всѣ величины извѣстны, кромѣ величины начальной амплитуды φ_1, зависящей отъ дѣйствія тѣхъ силъ, которыя вызвали колебанія регулятора, т. е. отъ дѣйствія возмущающихъ силъ или, вѣрнѣе, возмущающихъ моментовъ. Къ изслѣдованію ихъ мы сейчасъ и перейдемъ, что дастъ возможность не только сравнить величины V_e и W max, даваемыя формулами 216 и 219, но и сдѣлать другіе весьма важные выводы. Разумѣется, W max опредѣляемое формулой 219, относится къ грузовому рычагу (фиг. 70); но, зная размѣры и расположеніе регулятора, безъ всякаго затрудненія перейдемъ отъ этой угловой скорости къ скорости на окружности эксцентрика.

Итакъ перейдемъ къ изслѣдованію вынужденныхъ колебаній плоскаго регулятора подъ дѣйствіемъ внѣшнихъ возмущающихъ моментовъ.

Въ статическомъ изслѣдованіи подробно разсмотрѣны дѣйствія силъ инерціи, тренія и вѣса частей распредѣлительнаго механизма и опредѣлены моменты этихъ силъ относительно оси качанія эксцентрика.

Въ динамическомъ изслѣдованіи примемъ въ расчетъ пока лишь силы инерціи распредѣлительнаго механизма, пренебрегая моментами отъ силъ тренія и вѣса распредѣлительнаго механизма. Дѣлаемъ это на томъ основаніи, что силы инерціи распредѣлительнаго механизма являются главными внѣшними силами, дѣйствующими на плоскій регуляторъ, проявляютъ свое вліяніе какъ въ вертикальныхъ, такъ и въ горизонтальныхъ машинахъ, и, при обычныхъ для плоскихъ регуляторовъ скоростяхъ вращенія, достигаютъ значительной и при томъ вполнѣ опредѣленной величины. Наоборотъ, опредѣленіе силъ тренія всегда крайне ненадежно, вслѣдствіе полной произвольности въ выборѣ коэф. тренія, колеблющагося на практикѣ въ весьма широкихъ предѣлахъ (см. § 1 главы V). Если же примѣнены цилиндрическіе уравновѣшенные золотники съ притертыми, не пружинящими кольцами, что весьма часто дѣлается въ новѣйшее время, то опредѣленіе расче-

томъ сопротивленія такихъ золотниковъ совершенно невозможно, такъ какъ при этой конструкціи сила тренія теоретически равна нулю.

Нѣсколько ниже мы покажемъ, какъ принять въ расчетъ постоянную силу тренія F, или сопротивленіе механизма, и докажемъ, что выведенныя нами основныя формулы динамики плоскихъ регуляторовъ останутся справедливыми и для этого случая.

Замѣтимъ еще, что силы вѣса проявляются лишь въ вертикальныхъ машинахъ и для уравновѣшенія ихъ обычно примѣняются мѣры, уже описанныя ранѣе.

Итакъ разсмотримъ дѣйствіе вокруг оси качанія эксцентрика момента, производимаго силами инерціи частей распредѣлительнаго механизма. Мы уже имѣли для этого момента

$$L_2 = M_2 r\omega^2 \; l \; . \cos\alpha \; . \sin\,(\beta - \alpha),$$

гдѣ обозначенія согласно фиг. 42. По обозначеніямъ фиг. 70

$$l = R$$

и

$$L_2 = m_2 r\omega^2 \; R \; . \cos\alpha \; . \sin\,(\beta - \alpha),$$

гдѣ α—по прежнему уголъ поворота эксцентрика.

Далѣе мы имѣли

$$\cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha) = \frac{1}{2}\left[\sin\beta - \sin(2\alpha - \beta)\right].$$

Отсюда

$$L_2 = \frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\left[\sin\beta - \sin(2\alpha - \beta)\right] =$$

$$= \frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\left[\sin\beta\right] - \frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\cos\beta\left[\sin(2\alpha)\right] +$$

$$+ \frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\sin\beta\left[\cos(2\alpha)\right].$$

Первый членъ этого ур—ія представляетъ величину постоянную, поэтому въ дальнѣйшемъ динамическомъ изслѣдованіи его можно отбросить, такъ какъ вліяніе этого момента

$$\frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\sin\beta = \text{const.}$$

выразится лишь въ нѣкоторомъ перемѣщеніи средины колебаній, а на амплитуду и періодъ колебаній этотъ членъ вліянія не окажетъ. Такимъ образомъ, остается разсмотрѣть возмущающій моментъ

$$L_2' = -\frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\cos\beta \cdot \left[\sin(2\alpha)\right] +$$

$$+ \frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\sin\beta \cdot \left[\cos(2\alpha)\right].$$

Введемъ обозначенія

$$-\frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R \cdot \cos\beta = A,$$

$$\frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\sin\beta = B$$

и

$$2\alpha = pt, \qquad (220)$$

такъ какъ уголъ поворота α есть линейная функція времени t.

Теперь получаемъ

$$L_2^1 = A \; . \sin\,(pt) + B \; . \cos\,(pt).$$

Введемъ новыя перемѣнныя L^1 и γ, опредѣляемыя ур—ми

$$A = L^1 \cos\gamma \text{ и } B = L^1 \sin\gamma,$$

откуда

$$L' = \sqrt{A^2 + B^2} = \frac{1}{2} m_2 r\omega^2 R \qquad (221)$$

и

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{B}{A} = \frac{\sin\beta}{-\cos\beta} = -\operatorname{tg}\beta \text{ и } \gamma = \pi - \beta. \qquad (222)$$

Окончательно получаемъ

$$L_2' = L'\cos\gamma \cdot \sin(pt) + L'\sin\gamma \cdot \cos(pt) =$$

$$= L'\sin(pt + \gamma). \qquad (223)$$

Для опредѣленія періода возмущающаго момента отъ силъ инерціи распредѣлительнаго механизма, замѣтимъ, что моментъ этотъ

$$L_2 = \frac{1}{2}\, m_2 r\omega^2 R\left[\sin\beta - \sin(2\alpha - \beta)\right].$$

Отсюда сразу видно, что моментъ L_2 достигаетъ максимума при

$$\sin\,(2\alpha - \beta) = -1,$$

откуда

$$2\alpha - \beta = \frac{3\pi}{2}, \quad 2\alpha - \beta = \frac{7\pi}{2} \quad \text{и т. д.}$$

и уголъ поворота

$$\alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{3\pi}{4}, \quad \alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{7\pi}{4} \quad \text{и т. д.}$$

Моментъ L_2 достигаетъ минимума при

$$\sin\,(2\alpha - \beta) = +1,$$

откуда

$$2\alpha - \beta = \frac{\pi}{2}, \; 2\alpha - \beta = \frac{5\pi}{2} \quad \text{и т. д.},$$

и уголъ поворота

$$\alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4}, \quad \alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{5\pi}{4} \qquad \text{и т. д.}$$

Слѣдовательно, въ теченіе одного оборота вала, моментъ достигаетъ два раза максимума и два раза минимума, т. е. совершаетъ два полныхъ колебанія; поэтому періодъ возмущающаго момента L_2 равенъ времени полуоборота вала или, при n оборотахъ въ минуту, періодъ возмущающаго момента L_2 равенъ

$$T_2 = \frac{60}{2n} = \frac{30}{n} = \frac{\pi}{\omega} = T_h. \qquad (224)$$

Чтобы составить дифференціальное ур—іе вынужденныхъ колебаній относительно оси качанія C грузового рычага (фиг. 70), надо моментъ относительно цапфы качанія эксцентрика A привести къ оси C. Изъ фиг. 70 имѣемъ

$$L_c = L_2' \frac{r_1}{R_1} = L' \sin(pt+\gamma)\frac{r_1}{R_1} = L \sin(pt+\gamma), \qquad (225)$$

гдѣ

$$L = L' \frac{r_1}{R_1} = \frac{m_2 r \omega^2 R}{2} \frac{r_1}{R_1}. \qquad (226)$$

Теперь, на основаніи ур—ій 193 и 225, пишемъ ур—іе вынужденныхъ колебаній плоскаго регулятора относительно оси C

$$J_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + n_0^2(\varphi - \varphi') = L \sin(pt+\gamma). \qquad (227)$$

Называя чрезъ

$$c^2 = \frac{n_0^2}{J_k} = \frac{k r_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0} \qquad (228)$$

и

$$L_k = \frac{L}{J_k} = \frac{L' r_1}{J_k R_1} = \frac{m_2 r \omega^2 R r_1}{2 J_k R_1}, \qquad (229)$$

можемъ переписать ур—іе 227 въ видѣ

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + c^2(\varphi - \varphi') = L_k \sin(pt+\gamma). \qquad (230)$$

Это и есть обычная форма дифференціальнаго ур—ія вынужденныхъ колебаній подъ дѣйствіемъ возмущающаго момента

$$L_k \cdot \sin(pt+\gamma).$$

Здѣсь

$$L_k = \frac{m r \omega^2 R r_1}{2 J_k R_1} \qquad (229)$$

характеризуетъ напряженіе возмущающаго момента, а его періодъ будетъ, какъ извѣстно,

$$\tau = \frac{2\pi}{p}.$$

Единица измѣренія величины L_k очевидно — $\frac{1}{\text{сек.}^2}$.

Но при постоянной угловой скорости вращенія ω уголъ поворота $\alpha = \omega t$, слѣдовательно изъ 220 получимъ

$$2\alpha = pt = 2\omega t \quad \text{и} \quad p = 2\omega.$$

Отсюда періодъ возмущающаго момента

$$\tau = \frac{2\pi}{p} = \frac{2\pi}{2\omega} = \frac{\pi}{\omega} = T_2 = T_h, \qquad (224)$$

т. е. вполнѣ совпадаетъ съ ранѣе вычисленнымъ періодомъ T_2, что и можетъ служить повѣркой формулы 230.

Уравненіе 230 нетрудно интегрировать, но мы этого дѣлать не будемъ, такъ какъ все что насъ интересуетъ,—это наибольшая амплитуда колебаній отъ даннаго возмущающаго момента и возможность наступленія резонанса, а для этого мы можемъ воспользоваться извѣстной изъ теоріи колебаній теоремой, что наибольшая амплитуда вынужденнаго колебанія, производимаго возмущающимъ моментомъ $L_k \cdot \sin(pt+\gamma)$, въ данномъ случаѣ—динамическое отклоненіе грузового рычага регулятора,—опредѣляется по тому статическому отклоненію φ_s которое произвелъ бы постоянный статическій моментъ L_k, и по отношенію періодовъ возмущающаго момента τ и періода свободныхъ колебаній T. Назовемъ это отношеніе періодовъ чрезъ

$$q = \frac{\text{періодъ свободныхъ колебаній регулятора}}{\text{періодъ возмущающаго момента}},$$

тогда, на основаніи выведенныхъ нами формулъ 208 и 224, имѣемъ

$$q = \frac{T}{\tau} = \frac{2\pi\sqrt{J_k}}{n_0}\frac{\omega}{\pi} = \frac{2\omega\sqrt{J_k}}{n_0} = \frac{2\omega\sqrt{J_k}}{\sqrt{k r_0^2 - J_k \mu\omega^2 \frac{a\cos\alpha}{R_0}}}. \qquad (231)$$

Отношеніе наибольшей амплитуды или динамическаго отклоненія φ_1, производимаго возмущающимъ моментомъ $L_k \cdot \sin(pt+\gamma)$, къ статическому отклоненію φ_s, производимому постоянно дѣйствующимъ моментомъ того-же напряженія L_k, будетъ

$$s = \frac{\varphi_1}{\varphi_s}, \qquad (232)$$

гдѣ

$$s = \frac{1}{1-q2} = \frac{1}{1-\dfrac{4\omega^2 J_k}{kr_0^2 - J_k\,\mu\omega^2 \dfrac{a.\cos\alpha}{R_0}}} =$$

$$= \frac{1}{1-\dfrac{1}{\dfrac{kr_0^2}{4\omega^2 J_k} - \dfrac{\mu}{4}\dfrac{a.\cos\alpha}{R_0}}}; \qquad (233)$$

здѣсь обозначеніе наибольшей амплитуды чрезъ φ_1 сдѣлано согласно предыдущему (см. формулы 200—201).

Статическое отклоненіе φ_s легко найти изъ условій заданія.

Для этого достаточно въ ур—іи 230 положить

$$\varphi = \text{const.} = \varphi_s,$$

откуда

$$c^2 \,.\, \varphi_s = L_k$$

и статическое отклоненіе

$$\varphi_s = \frac{L_k}{c^2} = \frac{L_k}{\dfrac{kr_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}. \qquad (234)$$

Слѣдовательно, наибольшая амплитуда колебаній грузового рычага вращающагося плоскаго регулятора, подъ дѣйствіемъ возмущающаго момента $L_k \,.\, \sin\,(pt+\gamma)$, будетъ

$$\varphi_1 = s \cdot \varphi_s = s\left(\frac{L_k}{\dfrac{kr_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}\right). \qquad (235)$$

Такъ какъ величина, стоящая въ скобкахъ въ формулѣ 235, есть величина вполнѣ опредѣленная для даннаго регулятора и для данной машины, то динамическое отклоненіе φ_1 зависитъ прямо отъ s или отъ q.

Очевидно, если опредѣляемая изъ формулы 235 величина наибольшей амплитуды φ_1 будетъ меньше величины затуханія λ, даваемой формулой 214, т. е. если соблюдено условіе

$$\frac{s\,.\,L_k}{\dfrac{kr_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}} < \frac{L_R}{kr_0^2 - J_k\,\mu\omega^2 \dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}} \quad \text{или}$$

$$\underline{s \cdot J_k \cdot L_k < L_R,} \qquad (236)$$

то регуляторъ не выйдетъ изъ области нечувствительности и колебанія сразу же затухнутъ. Это будетъ наиболѣе благопріятный случай. Наоборотъ, наиболѣе неблагопріятный случай будетъ при

$$q = 1,$$

тогда

$$s = \infty \quad \text{и} \quad \varphi_1 = \infty.$$

Слѣдовательно $\varphi_1 = \infty$. при совпаденіи періода Т собственныхъ колебаній регулятора съ періодомъ возмущающаго момента τ, или, другими словами, когда угловая скорость машины будетъ равна

$$\omega_k = \frac{\pi}{T},$$

то наступитъ резонансъ, т. е. плоскій регуляторъ станетъ непригоднымъ при критической угловой скорости ω_k.

Но при этой критической угловой скорости ω_k мы имѣемъ $q = 1$, слѣдовательно изъ ур-ія 231 получается

$$\frac{2\,.\,\omega_k\,.\,\sqrt{J_k}}{\sqrt{kr_0^2 - J_k\mu\omega_k^2 \dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}} = 1$$

или

$$4\omega_k^2 J_k = kr_0^2 - J_k\mu\omega_k^2 \frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0},$$

откуда

$$\underline{\omega_k = \sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k\left(4+\mu\dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}\right)}}.} \qquad (237)$$

Слѣдовательно, критическая угловая скорость плоскаго регулятора прямо пропорціональна плечу натяженія пружины r_0 и корню квадратному изъ масштаба пружины k и обратно пропорціональна корню квадратному изъ момента инерціи J_k приведенной массы относительно оси качанія грузового рычага.

Результатъ этотъ, въ отношеніи масштаба пружины k, аналогиченъ съ ф-лой 117 статическаго изслѣдованія.

Для провѣрки ф-лы 237 можемъ написать, что резонансъ наступитъ при равенствѣ періодовъ собственныхъ колебаній Т и возмущающаго момента T_h или при $T = T_h$.

На основаніи ф-лъ 208 и 172 имѣемъ въ этомъ случаѣ

$$\frac{2\pi\sqrt{J_k}}{\sqrt{kr_0^2 - J_k\mu\omega_k^2 \dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}} = \frac{\pi}{\omega_k}$$

или

$$\omega_k = \sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k\left(4+\mu\dfrac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}\right)}}. \qquad (237)$$

Изъ ф-лы 237 получаемъ критическое число оборотовъ плоскаго регулятора

$$n_k = \frac{30\omega_k}{\pi} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k\left(4+\mu\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}\right)}} \qquad (238)$$

Интересно еще отмѣтить ту угловую скорость ω_1, при которой динамическое отклоненіе φ_1 становится равнымъ статическому отклоненію φ_s. Это произойдетъ при $s = \pm 1$,

откуда $q = 0$ или $q = \sqrt{2}$.

Очевидно $q = 0$ обозначаетъ отсутствіе возмущающаго момента, а потому беремъ

$$q = \sqrt{2} = 1{,}4142. \qquad (239)$$

Тогда изъ ф-лы 231 получаемъ для $\varphi_1 = \varphi_s$

$$\frac{4\omega_1^2 J_k}{kr_0^2 - J_k\mu\omega_1^2\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}} = 2$$

или

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k\left(2+\mu\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}\right)}} \qquad (240)$$

Для всѣхъ значеній

$$0 < q < 1$$

s измѣняется отъ 1 до ∞; при дальнѣйшемъ увеличеніи q больше единицы, s опять начинаетъ уменьшаться, переходя при $q = \sqrt{2} = 1{,}4142$ чрезъ значеніе $s = 1$; при $q > 1{,}4142$, s начинаетъ уменьшаться и при томъ весьма быстро, какъ показываетъ нижеслѣдующая табличка:

$q =$	1,4142	1,5	2	3	4	5
$s =$	1	0,8	0,33	0,125	0,067	0,042.

Слѣдовательно при проектированіи плоскаго регулятора слѣдуетъ придерживаться правила: періодъ собственныхъ колебаній плоскаго регулятора долженъ быть достаточно большимъ. Такъ какъ во всякомъ случаѣ динамическое отклоненіе грузового рычага подъ дѣйствіемъ возмущающаго момента не должно быть больше возможнаго статическаго, при которомъ $q = 1{,}4142$, то можемъ выразить это условіе въ такомъ видѣ

$$q = \frac{T}{\tau} = \frac{Tn}{30} \geqq 1{,}5$$

или

$$T \geqq \frac{45}{n} \text{ или } T \geqq 1{,}5T_h, \qquad (241)$$

гдѣ n — число оборотовъ регулятора въ минуту, а T_h — продолжительность хода поршня машины.

Отсюда слѣдуетъ, что при ослабленіи пружины, слѣдовательно, при уменьшеніи числа оборотовъ регулятора, можетъ наступить резонансъ. Величина соотвѣтствующей критической угловой скорости дается ф-лой 237. Раньше мы видѣли (ф-ла 134), что при увеличеніи натяженія пружины регуляторъ дѣлается астатическимъ, т. е. неустойчивымъ. Оба эти вывода вполнѣ подтверждаются практикой.

Здѣсь умѣстно указать на то, что въ нѣкоторыхъ книжкахъ [39]) даются примѣры расчета плоскаго регулятора, при чемъ въ условіяхъ сказано: „дѣйствующая по эксцентриковой тягѣ сила P не должна переставить центръ эксцентрика больше, чѣмъ на величину x". Большею частью x дано равнымъ 5—6 мм. Очевидно, если бы плоскій регуляторъ во время работы совершалъ такія колебанія, то онъ никуда не годился бы. Между тѣмъ не дается никакихъ указаній на то, что въ дѣйствительности перемѣщеніе центра эксцентрика будетъ гораздо меньше, какъ опредѣляемое тѣми формулами динамики, которыя были сейчасъ выведены.

Вычисливъ по ф-лѣ 208 періодъ T собственныхъ колебаній вращающагося съ данною угловою скоростью плоскаго регулятора, по ф-лѣ 224 періодъ τ возмущающаго момента, находимъ по ф-ламъ 231 и 233 величины q и s. Вычисливъ по ф-лѣ 234 статическое отклоненіе φ_s, находимъ амплитуду наибольшаго колебанія грузового рычага φ_1 по ф-лѣ 235. Зная φ_1 для грузового рычага, нетрудно найти наибольшее линейное отклоненіе e центра эксцентрика E. Очевидно (фиг. 70)

$$e = \varphi_1\,.\,R\frac{r_1}{R_1}. \qquad (242)$$

При помощи выведенныхъ ф-лъ 208—242 можно провѣрить основныя динамическія качества плоскаго регулятора, какъ показано ниже на примѣрахъ (см. § 2 главы V). Въ хорошо спроектированномъ плоскомъ регуляторѣ динамическое отклоненіе e центра эксцентрика обычно не превосходитъ 1—1,5 мм., какъ показали произведенные мною подсчеты. Наоборотъ, въ плохомъ регуляторѣ при каждомъ ходѣ

поршня грузъ будетъ ударять въ упорки, ограничивающія величину размаха грузового рычага *).

Зная наибольшую амплитуду φ_1, мы теперь можемъ по ф-лѣ 219 найти наибольшую угловую скорость движенія W_{max} грузового рычага, а по ней и наибольшую скорость V_{max} движенія центра эксцентрика, происходящую отъ колебаній регулятора. Изъ фиг. 70 имѣемъ

$$V_{max} = W_{max} \cdot \frac{r_1 \cdot R}{R_1} = (\varphi_1 - \varphi^1) \frac{n_0}{\sqrt{J_k}} \frac{r_1 \cdot R}{R_1} \cdot \quad (243)$$

Такъ какъ для насъ важна лишь абсолютная величина V_{max}, то знакъ минусъ въ ф-лѣ 219 можно отбросить. Нетрудно найти соотвѣтствующую угловую скорость вращенія ω_e эксцентрика, происходящую отъ колебаній регулятора, изъ

$$\frac{2\pi R n_e}{60} = V_{max}$$

и

$$\omega_e = \frac{\pi n_e}{30},$$

гдѣ n_e — число оборотовъ эксцентрика въ минуту, соотвѣтствующее наибольшей скорости колебаній. Отсюда

$$\omega_e = \frac{V_{max}}{R} = (\varphi_1 - \varphi^1) \frac{n_0}{\sqrt{J_k}} \frac{r_1}{R_1} \cdot \quad (244)$$

Соотвѣтствующая линейная скорость на окружности эксцентрика будетъ

$$V_e' = \omega_e \frac{D}{2} = (\varphi_1 - \varphi^1) \frac{n_0}{\sqrt{J_k}} \frac{r_1}{R_1} \frac{D}{2}, \quad (245)$$

гдѣ по прежнему—D діаметръ эксцентрика.

Если опредѣляемая по ф-лѣ 245 скорость V_e' будетъ меньше V_e, соотвѣтствующей угловой скорости вращенія машины, согласно ф-лѣ 216, то направленіе силы тренія во время колебаній остается постояннымъ, дѣйствующимъ въ сторону, противоположную направленію вращенія машины. Въ такомъ случаѣ, на основаніи теоремы проф. Н. Е. Жуковскаго, треніе хомута на эксцентрикѣ совершенно не будетъ отзываться на амплитудѣ колебаній, перенося лишь средину колебаній назадъ, въ сторону противоположную направленію вращенія машины. Въ этомъ случаѣ, слѣдовательно, моментъ силъ тренія L_R зависитъ только отъ тренія на цапфахъ.

Если же $V_e' > V_e$, то моментъ тренія хомута войдетъ въ выраженіе для L_R, такъ какъ будетъ мѣняться знакъ силы тренія при колебаніяхъ, и будетъ способствовать затуханію колебаній.

Средняя величина этого момента тренія L_9 относительно цапфы качанія эксцентрика дается ф-лой 73; зная расположеніе и размѣры регулятора, можемъ безъ труда привести этотъ моментъ къ точкѣ С качанія грузового рычага. Именно, приведенный къ точкѣ качанія С моментъ тренія L_9 будетъ

$$l_9 = L_9 \frac{r_1}{R_1} \cdot \quad (246)$$

Слѣдуетъ обратить вниманіе на знакъ момента, какъ объяснено выше, въ § 4 главы III, такъ какъ онъ можетъ и не согласоваться со знакомъ момента тренія на цапфахъ.

Какъ видно изъ ф-лы 214, затуханіе колебаній будетъ происходить тѣмъ быстрѣе, чѣмъ больше моментъ тренія L_R. Такъ какъ моментъ тренія на цапфахъ вообще выражается такъ

$$l_r = \mu P \rho, \quad (247)$$

гдѣ μ — коэф. тренія скольженія на цапфахъ, P— полное давленіе на цапфу, ρ—ея радіусъ,—то не слѣдуетъ вообще дѣлать основныя цапфы С и А малаго діаметра. Если для увеличенія чувствительности, вмѣсто цапфъ А и С, ставятъ ножи или шарики, какъ это часто дѣлаютъ нѣмецкіе конструкторы (и почти никогда—американскіе), то колебанія регулятора будутъ затухать лишь весьма медленно. Справедливость этого можно замѣтить на вѣсахъ, которые совершаютъ тѣмъ болѣе колебаній, чѣмъ они чувствительнѣе.

Для уменьшенія или для полнаго уничтоженія колебаній въ этомъ случаѣ ставятъ на регуляторъ катаракту, т. е. жидкій тормазъ, сопротивленіе котораго пропорціонально скорости движенія его поршенька. Въ плоскихъ регуляторахъ часто ставятъ, вмѣсто катаракта, простой тормазъ съ пружиной [8]), сопротивленіе котораго, зависящее отъ степени нажатія пружины, можно считать постояннымъ, не зависящимъ отъ скорости. Слѣдовательно, моментъ отъ этого сопротивленія можно прямо ввести въ членъ L_R для постояннаго момента тренія. Вообще жидкій катаракть рѣдко примѣняется въ плоскихъ регуляторахъ.

Той же цѣли—уменьшенія колебаній—можно достигнуть и періодическимъ задержаніемъ регулятора, такъ какъ при этомъ уничтожается скорость движенія. Способъ этотъ употребляется преимущественно въ регуляторахъ непрямого дѣйствія (жидкій нажимъ системы Duffy).

*) Мнѣ пришлось наблюдать это на практикѣ два раза. Въ первомъ случаѣ помогла установка катаракта, во второмъ—потребовалась постановка новаго регулятора.

Теперь мы можемъ дать чисто динамическое объясненіе того прекраснаго дѣйствія плоскихъ регуляторовъ, благодаря которому они стали быстро распространяться на практикѣ. Возмущающія силы, передающіяся на плоскій регуляторъ отъ распредѣлительнаго механизма, производятъ, при существующихъ на практикѣ скоростяхъ вращенія, малыя колебанія его (см. § 2 главы V), при которыхъ, какъ было объяснено въ § 1 главы III, степень нечувствительности значительно уменьшается, приближаясь къ нулю. Съ другой стороны, сильныя измѣненія въ величинѣ перестановочной силы, колеблющейся въ теченіе одного хода поршня отъ нуля до максимума (см. § 1 главы III), дѣйствуютъ совершенно такъ же, какъ и періодическія зажиманія. Отсюда становится понятной ненужность катаракта для большинства плоскихъ регуляторовъ, не говоря уже о томъ, что самая постановка жидкаго катаракта на вращающемся плоскомъ регуляторѣ крайне неудобна изъ чисто конструктивныхъ соображеній.

Въ присутствіи жидкаго катаракта, въ дифференціальное ур-іе движенія 230 нужно еще ввести членъ вида $b\frac{d\varphi}{dt}$, слѣдовательно получится ур—іе вынужденныхъ колебаній съ затуханіемъ

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + h\frac{d\varphi}{dt} + c^2(\varphi - \varphi') = L_k \sin(pt+\gamma). \qquad (248)$$

гдѣ

$$h = \frac{b}{J_k}. \qquad (249)$$

Здѣсь b — коэффиціентъ пропорціональности, зависящій отъ устройства и установки катаракта, для данныхъ условій — величина постоянная. Тогда, какъ извѣстно изъ теоріи колебаній, величина s' (см. ур-іе 232), характеризующая отношеніе динамическаго отклоненія къ статическому, будетъ

$$s' = \frac{1}{\sqrt{(1-q^2)^2 + U^2q^2}}, \qquad (250)$$

гдѣ q имѣетъ прежнее значеніе по ур-ію 231, а U обозначаетъ

$$U = \frac{h}{c} = \frac{b\sqrt{J_k}}{J_k n_0} = \frac{b}{n_0\sqrt{J_k}}; \qquad (251)$$

n_0 — по прежнему дается ур-емъ 191.

Сравнивая ур-ія 250 и 233, видимъ, что $s' < s$, слѣдовательно присутствіе катаракта уменьшаетъ динамическое отклоненіе, и величина послѣдняго будетъ

$$\varphi_1' = s'\varphi_s = s'\left(\frac{L_k}{\frac{kr_0^2}{J_k} - \mu.\omega.^2\frac{a.\cos\alpha}{R_0}}\right) \qquad (252)$$

на основаніи формулы 235.

Изъ формулы 250 видно, что при $q=1$, т. е. когда періодъ возмущающагося момента совпадаетъ съ періодомъ свободныхъ колебаній регулятора, получается

$$s' = \frac{1}{U}, \qquad (253)$$

слѣдовательно наибольшее динамическое отклоненіе въ присутствіи катаракта будетъ

$$\varphi_1' = s'\varphi_s = \frac{1}{U}\varphi_s. \qquad (254)$$

Въ отсутствіи катаракта въ этомъ случаѣ — при $q=1$ — мы получили раньше резонансъ ($\varphi_1 = \infty$). Слѣдовательно, въ присутствіи надлежаще установленнаго катаракта, резонансъ не можетъ наступить даже при совпаденіи періодовъ возмущающаго момента и собственныхъ колебаній регулятора. Этимъ весьма важнымъ свойствомъ катаракта объясняется его широкое примѣненіе въ практикѣ построенія центробѣжныхъ регуляторовъ.

Разсмотримъ теперь вліяніе инерціонной массы на собственныя колебанія плоскаго регулятора. Перепишемъ ур-іе 208 въ видѣ

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{1}{\frac{kr_0^2}{J_k} - \mu\omega^2\frac{a.\cos\alpha}{R_0}}}. \qquad (255)$$

Отсюда ясно усматривается, что инерціонная масса увеличиваетъ періодъ T собственныхъ колебаній регулятора, увеличивая моментъ инерціи J_k приведенной массы. На основаніи ур-ія 241 такое увеличеніе T весьма желательно; слѣдовательно, вліяніе инерціонной массы на колебанія плоскаго регулятора слѣдуетъ признать благопріятнымъ. Особенно благопріятно вліяніе инерціонной массы въ видѣ рычага съ грузами, по типу Rites; инерціонная масса въ видѣ кольца дѣйствуетъ не столь благопріятно, такъ какъ для нея надо считать величину a въ формулѣ 255 равной нулю. Этотъ результатъ аналогиченъ съ результатами статическаго изслѣдованія инерціонныхъ регуляторовъ (см. § 7, гл. III).

Замѣтимъ, что въ нашемъ динамическомъ изслѣдованіи мы разсматривали колебанія точки подвѣса пружины къ грузовому рычагу, такъ какъ приведеніе массъ и моментовъ къ этой точкѣ оказалось наиболѣе простымъ, при чемъ масштабъ пружины остался безъ всякаго измѣненія. Полученный періодъ колебаній, очевидно, относится ко всему регулятору, къ любой его точкѣ, слѣдовательно и къ центру эксцентрика. Поступая такимъ образомъ, мы пренебре-

гаемъ собственными поперечными колебаніями рычаговъ регулятора, во всѣхъ случаяхъ чрезвычайно малыми. Періодъ собственныхъ поперечныхъ колебаній стержня выражается по Rayleigh [35]) такъ:

$$T = \frac{2l^2}{\pi(0{,}597)^2}\sqrt{\frac{\rho \cdot q}{E \cdot J}}.$$

При обычныхъ для стальныхъ рычаговъ плоскаго регулятора величинахъ: площади сѣченія q, плотности ρ и модуля упругости E—періодъ этихъ колебаній настолько малъ по сравненію съ періодомъ собственныхъ колебаціи регулятора, что имъ можно совершенно пренебречь.

Что же касается амплитуды колебаній φ, то ее легко при помощи простыхъ геометрическихъ соображеній привести къ амплитудѣ колебаній центра эксцентрика, что и было уже сдѣлано при выводѣ формулы 242.

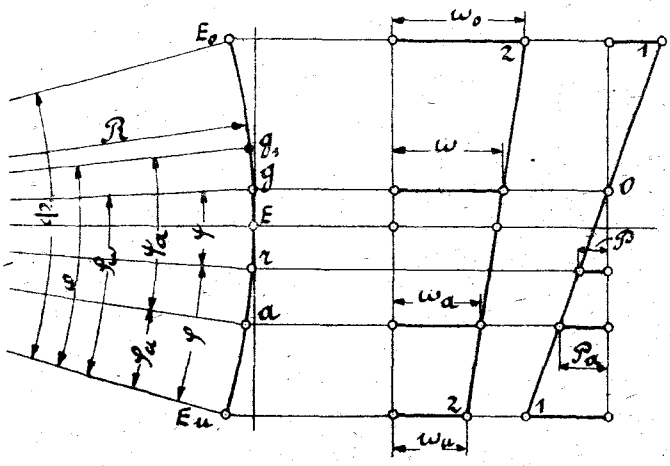
Наконецъ слѣдуетъ еще замѣтить, что по схемѣ фиг. 70, которой мы руководились, имѣется при одномъ грузѣ и одна пружина; въ дѣйствительности же могутъ быть два груза или двѣ пружины или то и другое вмѣстѣ, что слѣдуетъ имѣть въ виду при пользованіи выведенными формулами, какъ указано ниже, въ § 2 главы V.

§ 3. Колебанія плоскаго регулятора при перемѣнной нагрузкѣ.

Разсматривая плоскій регуляторъ въ связи съ машиной, мы получаемъ систему съ двумя степенями свободы; аналитическое изслѣдованіе движенія этой системы настолько сложно, что, для полученія результатовъ въ болѣе или менѣе удобной формѣ, приходится дѣлать массу противорѣчащихъ дѣйствительности допущеній и упрощеній, пренебрегая вліяніемъ отсѣчки, степени неравномѣрности маховика и многихъ другихъ факторовъ. При графоаналитическомъ методѣ, предложенномъ Rülf'омъ [38]) для системъ съ двумя степенями свободы, оказывается возможнымъ принять во вниманіе всѣ эти факторы, почему для лабораторнаго изслѣдованія его можно считать весьма подходящимъ и точнымъ. Однако, при проектированіи новаго регулятора на практикѣ, недостатокъ времени не позволитъ конструктору провѣрить динамическія качества регулятора діаграммой Rülf'a, почему мы дальше вкратцѣ изложимъ результаты менѣе точныхъ аналитическихъ изслѣдованій Tolle, Н. Е. Жуковскаго и другихъ авторовъ, дающіе простыя, удобныя для практики формулы, и дополнимъ ихъ нѣкоторыми новыми достаточно простыми аналитическими выводами, относящимися спеціально къ плоскимъ регуляторамъ.

Итакъ начнемъ съ діаграммы Rülf'a, при чемъ выведемъ основныя формулы для полученія діаграммы въ примѣненіи къ общему случаю плоскаго регулятора.

Пусть центръ эксцентрика можетъ колебаться по дугѣ $E_o E_u$ радіуса R (фиг. 72) и въ нѣкоторый



Фиг. 72.

моментъ времени находится въ точкѣ a, при угловой скорости вращенія регулятора ω_a, гдѣ угловыя скорости въ каждый данный моментъ даются прямой угловыхъ скоростей 2—2. Это допущеніе, если не абсолютно точное, то даетъ чрезвычайно малую погрѣшность при тѣхъ небольшихъ колебаніяхъ регулятора, которыя все время имѣются въ виду, и при обычной на практикѣ величинѣ степени неравномѣрности. Точно такъ же возстановляющая сила, съ которой центръ эксцентрика E притягивается къ положенію равновѣсія, принимается прямо пропорціональной разстоянію отъ этого положенія, слѣдовательно прямо пропорціональной величинѣ $\varphi \cdot R$. Если угловія скорость ω отвѣчаетъ положенію равновѣсія g, то центръ эксцентрика, находящійся въ r, притягивается къ $\bar{g}$ съ силой

$$P = c_1 \psi R = c_1 R(\varphi_\omega - \varphi),$$

гдѣ c_1 есть тангенсъ угла наклона прямой 1—1, дающей законъ измѣненія притягивающей силы.

Такъ какъ для насъ вообще важны не силы, а моменты, то пишемъ уравненіе движенія относительно оси качанія эксцентрика

$$J_e \frac{d^2\varphi}{dt^2} = c_1 R^2(\varphi_\omega - \varphi)$$

или

$$m_e \mathrm{R}^2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} = c_1 \mathrm{R}^2(\varphi_\omega - \varphi)$$

и наконецъ

$$m_e \frac{d^2\varphi}{dt^2} = c_1(\varphi_\omega - \varphi). \qquad (256)$$

Здѣсь m_e — масса качающихся частей, приведенная къ центру эксцентрика; $J_e = m_e \mathrm{R}^2$ — моментъ инерціи этой массы относительно оси качанія эксцентрика.

Если регуляторъ снабженъ катаракомъ, то, вмѣсто ур-ія 256, получится

$$J_e \frac{d^2\varphi}{dt^2} = c_1 \mathrm{R}^2(\varphi_\omega - \varphi) - b\mathrm{R}^2 \frac{d\varphi}{dt},$$

гдѣ b по прежнему коэффиціентъ пропорціональности, опредѣляющій сопротивленіе катаракта, а $\mathrm{R}\frac{d\varphi}{dt}$ — линейная скорость центра колеблющагося эксцентрика.

Полагая

$$\psi = \varphi_\omega - \varphi,$$

получимъ

$$m_e \frac{d^2\psi}{dt^2} + b\frac{d\psi}{dt} + c_1\psi = 0. \qquad (257)$$

Наконецъ, положимъ, что угловая скорость вращенія регулятора не остается постоянной, а измѣняется, напр. равномѣрно возрастаетъ. Тогда и центръ притяженія, т. е. та точка, къ которой притягивается центръ эксцентрика возстановляющей силой $c_1 \mathrm{R}(\varphi_\omega - \varphi)$, тоже перемѣщается съ нѣкоторою равномѣрною линейною скоростью v_1 по той же дугѣ качанія $E_o E_u$. Пусть этотъ центръ притяженія, называемый моторной точкой, въ моментъ времени $t = 0$ лежалъ въ точкѣ g_1, на разстояніи $\mathrm{R}\varphi_1$ отъ E_u, тогда по истеченіи времени t его разстояніе станетъ

$$\mathrm{R} \cdot \varphi_\omega = \mathrm{R} \cdot \varphi_1 + v_1 \cdot t$$

или

$$\varphi_\omega = \varphi_1 + \frac{v_1}{\mathrm{R}} t. \qquad (258)$$

Центръ эксцентрика въ этотъ же моментъ находится въ положеніи r, опредѣляемомъ дугой $\varphi\mathrm{R}$ или, говоря проще—на высотѣ $\varphi\mathrm{R}$, и на него дѣйствуетъ моментъ отъ силы притяженія

$$\mathrm{L}' = c_1 \mathrm{R}^2(\varphi_\omega - \varphi)$$

и отъ сопротивленія катаракта

$$\mathrm{L}'' = -b\mathrm{R}^2 \frac{d\varphi}{dt}.$$

Имѣемъ, какъ и прежде,

$$J_e \frac{d^2\varphi}{dt^2} = c_1 \mathrm{R}^2(\varphi_\omega - \varphi) - b\mathrm{R}^2 \frac{d\varphi}{dt},$$

но здѣсь угловая скорость ω — перемѣнная, а потому и φ_ω — перемѣнная. На основаніи ур-ія 258 получаемъ

$$m_e \frac{d^2\varphi}{dt^2} + b\frac{d\varphi}{dt} + c_1\varphi = c_1\varphi_\omega = c_1\varphi_1 + \frac{c_1 v_1}{\mathrm{R}} t. \qquad (259)$$

Это дифференціальное уравненіе 2-го порядка съ постоянными коэффиціентами и послѣднимъ членомъ нетрудно интегрировать и тогда получится

$$\varphi = C_1 . e^{\alpha_1 t} + C_2 . e^{\alpha_2 t} + \varphi_1 + \frac{v_1}{\mathrm{R}} t - \frac{v_1}{c_1 \mathrm{R}} b. \qquad (260)$$

Изъ теоріи колебаній извѣстно, что наибольшее полезное дѣйствіе катаракта, въ смыслѣ уменьшенія колебаній, получается, когда онъ установленъ такъ, что

$$b = 2\sqrt{m_e \cdot c_1}; \qquad (261)$$

при этомъ корни характеристическаго ур-ія

$$m_e \alpha^2 + b\alpha + c_1 = 0 \qquad (622)$$

равны между собой, и общій интегралъ ур-ія 260 приметъ видъ

$$\varphi = (\mathrm{A} + \mathrm{B} \cdot t)\, e^{-\sqrt{\frac{c_1}{m_e}}\, t} + \varphi_1 + \frac{v_1}{\mathrm{R}} t - \frac{2v_1}{\mathrm{R}} \sqrt{\frac{m_e}{c_1}}. \qquad (263)$$

Но мы знаемъ изъ предыдущаго, что $2\pi\sqrt{\frac{m_e}{c_1}}$ — есть періодъ собственныхъ колебаній регулятора.

Обозначая его чрезъ T, перепишемъ ф-лу 263 такъ:

$$\varphi = (\mathrm{A} + \mathrm{B} \cdot t)\, e^{-\frac{2\pi t}{\mathrm{T}}} + \varphi_1 + \frac{v_1}{\mathrm{R}} t - \frac{v_1}{\mathrm{R}} \frac{\mathrm{T}}{\pi}. \qquad (264)$$

Для опредѣленія произвольныхъ постоянныхъ A и B задаемся начальными условіями: во время $t = 0$ должно быть

$$\varphi = \varphi_a \quad \text{и} \quad \frac{d\varphi}{dt} = 0.$$

Подставляя эти величины въ ур-іе 264 и въ ур-іе, полученное дифференцированіемъ ур-ія 264, находимъ

$$\varphi_a = \varphi_1 + A - \frac{v_1}{R}\frac{T}{\pi},$$

откуда

$$A = \frac{v_1}{R}\frac{T}{\pi} - \psi_a,$$

гдѣ (фиг. 72)

$$\psi_a = \varphi_1 - \varphi_a.$$

Далѣе

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_1}{R} + Be^{-\frac{2\pi t}{T}} - (A + Bt)\frac{2\pi}{T}e^{-\frac{2\pi t}{T}},$$

откуда

$$\frac{d\varphi}{dt} = 0 = \frac{v_1}{R} + B - A\frac{2\pi}{T}$$

или

$$B = \frac{v_1}{R} - \frac{2\pi}{T}\psi_a$$

и наконецъ, на основаніи ур. 258,

$$\varphi = \varphi_\omega - \frac{v_1}{R}\frac{T}{\pi} - \left[\psi_a - \frac{v_1}{R}\frac{T}{\pi} + \frac{2\pi t}{T}\psi_a - \frac{v_1}{R}t\right]e^{-\frac{2\pi t}{T}}. \quad (265)$$

Если скорость ω остается постоянной, то $v_1 = 0$ и изъ ур-ія 265 получится

$$\varphi = \varphi_\omega - \psi_a\left[1 + \frac{2\pi t}{T}\right]e^{-\frac{2\pi t}{T}}. \quad (266)$$

Изъ ур-ія 265 видно, что кривая разстояній для точки a — центра эксцентрика — ассимптотически приближается къ прямой, отстоящей на величину $\frac{v_1}{R}\frac{T}{\pi}$ отъ прямой φ_ω, тангенсъ угла наклона которой равенъ скорости v_1.

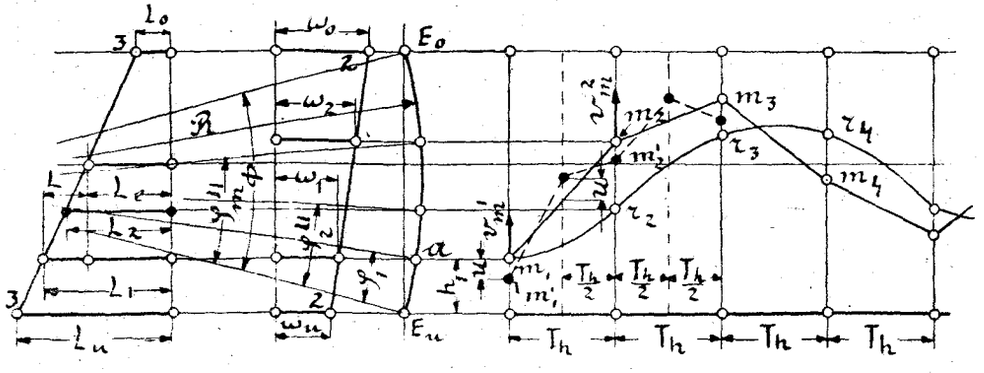
Rülf называетъ идеальный центръ притяженія — моторной точкой, а движущійся вслѣдъ за нимъ центръ эксцентрика — у Rülf'a муфта центробѣжнаго регулятора — регуляторной точкой. Въ плоскомъ регуляторѣ, вмѣсто регуляторной точки Rülf'a, соотвѣтствующей срединѣ муфты центробѣжнаго регулятора, получаемъ центръ эксцентрика, такъ что кривая, опредѣляемая ур-мъ 265, прямо даетъ колебанія центра эксцентрика.

Посмотримъ, какъ эти колебанія центра эксцентрика изобразятся на діаграммѣ (фиг. 73). Пусть соотвѣтственно наименьшей угловой скорости ω_u машина развиваетъ наибольшій моментъ движущихъ силъ L_u, соотвѣтственно наибольшей скорости ω_o — наименьшій моментъ L_o; весьма часто $L_o = 0$. Движущіе моменты могутъ измѣняться отъ L_u до L_o какъ угодно, по прямой или по какой-нибудь кривой, для діаграммы это не имѣетъ значенія и простота построенія отъ этого не измѣнится.

Пусть машина работаетъ съ равномѣрною угловою скоростью ω_1, которой соотвѣтствуетъ положеніе центра эксцентрика въ a, на высотѣ $\varphi_1 R$, и движущій моментъ L_1. Такъ какъ машина находится въ равновѣсіи, то центръ притяженія совпадаетъ съ центромъ эксцентрика.

Теперь нагрузка внезапно уменшилась до момента L_e, такъ что получился избыточный движущій моментъ

$$L' = L_1 - L_e,$$



Фиг. 73.

подъ дѣйствіемъ котораго машина получитъ нѣкоторое ускореніе.

Если моментъ инерціи маховика и иныхъ вра-

щающихся массъ равенъ J и избыточный движущій моментъ остается постояннымъ во время ускоренія, то машина получитъ постоянное ускореніе

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{L'}{J}. \qquad (267)$$

Это соотвѣтствуетъ не вполнѣ точному предположенію, что измѣненіе нагрузки произошло какъ разъ въ началѣ хода поршня; дальше мы покажемъ, какъ сравнительно просто принимается въ расчетъ вліяніе отсѣчки.

Интегрируя ур-іе 267, получаемъ

$$\omega - \omega_1 = \frac{L'}{J} t = c_2 (\varphi - \varphi_1) R,$$

гдѣ c_2 есть тангенсъ угла наклона прямой 2 — 2, дающей законъ измѣненія угловой скорости ω.

Отсюда

$$\varphi - \varphi_1 = \frac{L't}{Jc_2R}. \qquad (268)$$

Если $(\varphi - \varphi_1) R$ есть путь, пройденный моторной точкой, то скорость ея

$$v_m' = \frac{(\varphi - \varphi_1) R}{t} = \frac{L'}{Jc_2}. \qquad (269)$$

Такимъ образомъ, если въ началѣ хода поршня моторная точка стояла на высотѣ φ'_m, то въ концѣ хода она будетъ на высотѣ

$$\varphi_m'' = \varphi_m' + \frac{v_1}{R} T_h, \qquad (270)$$

гдѣ

$$T_h = \frac{30}{n} = \frac{\pi}{\omega} — \qquad (172)$$

продолжительность хода поршня въ секундахъ. Въ виду малой величины T_h въ тѣхъ сравнительно быстроходныхъ машинахъ, въ которыхъ примѣняются плоскіе регуляторы, а равно въ виду малой степени неравномѣрности регулятора, величину T_h можно считать постоянной во все время регулированія, погрѣшность будетъ чрезвычайно мала. Время T_h одного хода наносится на оси абсциссъ въ какомъ нибудь удобномъ масштабѣ. Нанося положенія φ'_m и φ''_m на ординатахъ, получаемъ кривую разстояній для моторной точки въ видѣ прямой m_1m_2. Центръ эксцентрика будетъ двигаться по кривой, опредѣляемой ур—мъ 264 или 265. Здѣсь начальная скорость будетъ v'_m, опредѣляемая ур—мъ 269; такимъ образомъ, для времени $t = T_h$, находимъ положеніе точки r_2 по формулѣ 265.

Къ началу второго хода поршня остается, слѣдовательно, избыточный движущій моментъ

$$L'' = L_2 - L_e$$

и скорость движенія моторной точки будетъ теперь

$$v_m'' = \frac{L''}{Jc_2}, \qquad (271)$$

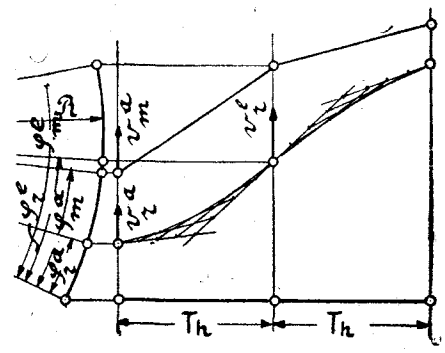
а конечная ордината моторной точки, въ концѣ второго хода поршня,

$$\varphi_m''' = \varphi_m'' + \frac{v_m''}{R} T_h, \qquad (272)$$

совершенно аналогично ур—ію 270.

Такимъ образомъ, переходя отъ одного хода поршня къ слѣдующему, послѣдовательнымъ построеніемъ получимъ ломанную $m_1m_2m_3...$, дающую діаграмму пути моторной точки, и кривую $r_1r_2r_3...$, дающую діаграмму пути центра эксцентрика. Въ этомъ и заключается суть графо-аналитическаго метода Külf'a, дающаго возможность построить діаграмму колебаній регулятора (фиг. 73), послѣдовательно отъ одного хода поршня до другого, при любомъ измѣненіи нагрузки машины.

Ходъ вычисленій можно еще упростить слѣдующимъ образомъ (фиг. 74). Подставимъ въ ур - іе 264



Фиг. 74.

начальныя данныя: φ^a_m вмѣсто φ_1, и v_m, вмѣсто v_1, при чемъ значекъ „m“ означаетъ, что величина относится къ моторной точкѣ, „a“—къ началу хода поршня, „e“—къ концу хода поршня. Тогда ур—іе 264 приметъ видъ

$$\varphi = \varphi^a_m + \frac{v_m t}{R} - \frac{v_m}{R\pi} T + (A + B \cdot t) e^{-\frac{2\pi t}{T}}. \qquad (273)$$

Здѣсь произвольныя постоянныя A и B опредѣлятся изъ начальныхъ условій: при $t = 0$ должно быть

$$\varphi = \varphi_r^a\ ,\quad \frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_r^a}{R}\ ,$$

гдѣ значекъ „r“ показываетъ, что величина относится къ регуляторной точкѣ—центру эксцентрика. Дифференцируя ур—іе 273, найдемъ

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_m}{R} + \left[B - \frac{2\pi}{T}(A + Bt)\right] e^{-\frac{2\pi t}{T}}.$$

Отсюда и изъ ур—ія 273, при только что указанныхъ условіяхъ, получаемъ

$$A = \varphi_r^a - \varphi_m^a + \frac{v_m}{R}\frac{T}{\pi} \qquad (274)$$

и

$$B = \frac{v_r^a + v_m}{R} + \frac{2\pi}{T}(\varphi_r^a - \varphi_m^a). \qquad (275)$$

Подставляя ур—ія 274 и 275 въ ур—іе 273, получимъ наконецъ

$$\varphi = \varphi_m^a + \frac{v_m \cdot t}{R} - \frac{v_m T}{R\pi} + \left\{\varphi_r^a - \varphi_m^a + \frac{T \cdot v_m}{\pi R} + \left[\frac{v_r^a + v_m}{R} + \frac{2\pi}{T}\left(\varphi_r^a - \varphi_m^a\right)\right] t\right\} e^{-\frac{2\pi t}{T}}. \qquad (276)$$

Можно еще болѣе упростить дѣло, если не вычислять промежуточныхъ значеній, а довольствоваться лишь начальной и конечной точкой, на ординатахъ въ концѣ каждаго хода поршня, а среднюю часть кривой пути для центра эксцентрика замѣнить приближенно параболой, какъ показано на фиг. 74. Тогда изъ ур—ія 276 получаемъ дифференцированіемъ

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_m}{R} - \frac{2\pi}{T} e^{-\frac{2\pi t}{T}} \left\{\varphi_r^a - \varphi_m^a + \frac{v_m}{R}\frac{T}{\pi} + \left[\frac{v_r^a + v_m}{R} + \frac{2\pi}{T}(\varphi_r^a - \varphi_m^a)\right] t\right\} + \left[\frac{v_r^a + v_m}{R} + \frac{2\pi}{T}(\varphi_r^a - \varphi_m^a)\right] e^{-\frac{2\pi t}{T}}. \qquad (277)$$

Если теперь подставимъ, вмѣсто t, время одного хода T_h, то ур—іе 276 дастъ величину φ_r^e, ординату кривой пути центра эксцентрика въ концѣ хода, а ур—іе 277—величину v_r^e — скорость центра эксцентрика въ концѣ хода поршня.

Для сокращенія письма введемъ слѣдующія обозначенія:

$$p = 2\pi\frac{T_h}{T} \quad \text{и} \quad q = e^{-\frac{2\pi T_h}{T}} = e^{-p}; \qquad (278)$$

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= 1 - q(1+p)\\ C_2 &= q\left(T_h + \frac{T}{\pi}\right) + T_h - \frac{T}{\pi}\\ C_3 &= q \cdot T_h\\ C_4 &= p \cdot q\frac{2\pi}{T}\\ C_5 &= q(1-p). \end{aligned}\right\} \qquad (279)$$

Окончательно получимъ

$$\varphi_r^e = \varphi_r^a + C_1(\varphi_m^a - \varphi_r^a) + C_2\frac{v_m}{R} + C_3\frac{v_r^a}{R} \qquad (280)$$

и

$$v_r^e = RC_4(\varphi_m^a - \varphi_r^a) + C_1 v_m + C_5 v_r^a. \qquad (281)$$

Пользуясь ур—ми 278—281, безъ всякаго затрудненія строимъ діаграмму фиг. 73, по извѣстнымъ для начала перваго хода поршня величинамъ φ_m^a, φ_r^a, v_m и v_r^a, вычисливъ сначала коэффиціенты p и q по ур—ію 278 и коэффиціенты C_1, C_2, C_3, C_4 и C_5 по ур—мъ 279.

Замѣтимъ еще, что для опредѣленія скорости v'_m, удобнѣе ф-лу 269 замѣнить другой, которую сейчасъ выведемъ.

Мы имѣли уже

$$v_m' = \frac{\varphi - \varphi_1}{t} R = \frac{L'}{J \cdot c_2}\ . \qquad (269)$$

Если принять, что движущіе моменты, какъ и скорости, измѣняются по нѣкоторой прямой съ угловымъ коэффиціентомъ c_3 (фиг. 73), то

$$L' = (\varphi_e - \varphi_1)\ Rc_3,$$

гдѣ φ_e—уголъ, соотвѣтствующій положенію центра эксцентрика на горизонтали, отсѣкающей на кривой моментовъ 3—3 величину момента L_e. Отсюда

$$v_m' = \frac{(\varphi_e - \varphi_1)\ R \cdot c_3}{J \cdot c_2}\ ,$$

гдѣ $$c_2 = \frac{\omega_o - \omega_u}{2R \cdot \sin\left(\frac{\Phi^0}{2}\right)} \quad \text{и} \quad c_3 = \frac{L_u - L_o}{2R \cdot \sin\left(\frac{\Phi^0}{2}\right)}\ .$$

Здѣсь Φ^0—полный уголъ качанія эксцентрика, соот-

вѣтствующій наибольшему и наименьшему движущимъ моментамъ L_u и L_o. Отсюда

$$v_m' = \frac{(\varphi_e - \varphi_1)\, R\, (L_u - L_o)}{(\omega_0 - \omega_u)\, J} = \frac{(\varphi_e - \varphi_1)\, R}{\frac{J\,(\omega_o - \omega_u)}{L_u - L_0}} . \quad (282)$$

Съ величиной, стоящей въ знаменателѣ, мы уже знакомы: это есть не что иное, какъ время разбѣга данной машины для разности скоростей $\omega_0 - \omega_u$

$$T_\varphi' = \frac{J\,(\omega_o - \omega_u)}{L_u - L_o} . \quad (283)$$

Итакъ, вмѣсто ур—ія 269, получаемъ

$$v_m' = \frac{(\varphi_e - \varphi_1)\, R}{T_r'} . \quad (284)$$

Теперь посмотримъ, какъ принять во вниманіе всѣ тѣ факторы, вліяніемъ которыхъ мы временно пренебрегли при выводѣ основныхъ формулъ 280 и 281 и вспомогательныхъ 278, 279 и 284.

Прежде всего примемъ въ расчетъ степень нечувствительности регулятора ε. Какъ извѣстно, регуляторъ, обладающій степенью нечувствительности ε, тронется съ мѣста лишь тогда, когда его скорость измѣнится на величину

$$\Delta\omega = \pm \frac{\varepsilon}{2}\omega . \quad (285)$$

Изъ фиг. 73 видимъ, что такому приращенію скорости соотвѣтствуетъ приращеніе высоты центра притяженія на величину

$$\Delta h = \Delta\varphi \cdot R = \frac{\Delta\omega}{c_2}\,\omega = \Delta\omega\,\frac{\Phi R}{\omega_o - \omega_u} = \pm\frac{\varepsilon}{2}\,\frac{\Phi R}{\frac{\omega_o - \omega_u}{\omega}} .$$

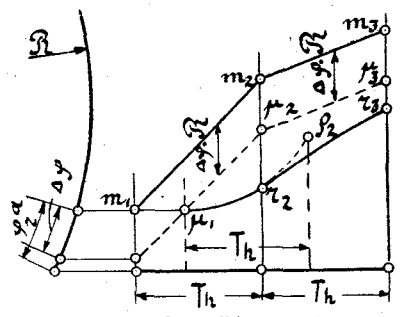
Но

$$\frac{\omega_o - \omega_u}{\omega} = \delta \quad (286)$$

есть степень неравномѣрности регулятора, уже принятая во вниманіе при построеніи прямой c_2. Слѣдовательно, приращеніе угла $\Delta\varphi$ вслѣдствіе нечувствительности регулятора будетъ

$$\Delta\varphi = \pm\frac{\varepsilon}{2}\,\frac{\Phi}{\delta} . \quad (287)$$

На фиг. 75 пунктиромъ показана прямая $\mu_1\rho_2$ для нечувствительнаго регулятора, проведенная на разстояніи $\Delta\varphi \cdot R$ ниже сплошной прямой m_1m_2, соотвѣтствующей абсолютно чувствительному регулятору. Центръ эксцентрика начнетъ двигаться отъ точки μ_1, получаемой на пересѣченіи горизонтали $m_1\mu_1$ съ упомянутой пунктирной линіей $\mu_1\mu_2$, при чемъ для регуляторной кривой получится кривая $\mu_1\rho_2$.



Фиг. 75.

Слѣдовательно, въ ур—хъ 280 и 281, вмѣсто φ_m, надо вездѣ брать

$$\varphi_\mu = \varphi_m - \Delta\varphi \quad (288)$$

при увеличеніи скорости машины, и

$$\varphi_\mu = \varphi_m + \Delta\varphi \quad (289)$$

при уменьшеніи скорости, такъ какъ $\Delta\varphi$ всегда дѣйствуетъ, какъ сопротивленіе. Слѣдовательно, ур—ія 280 и 281 перепишутся такъ

$$\varphi_r^e = \varphi_r^a + C_1\,(\varphi_\mu^a - \varphi_r^a) + C_2\frac{v_m}{R} + C_3\,\frac{v_r^a}{R} \quad (290)$$

и

$$v_r^e = RC_4\,(\varphi_\mu^a - \varphi_r^a) + C_1\ v_m + C_5\ v_r^a . \quad (291)$$

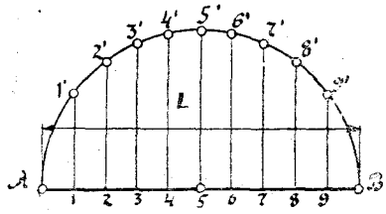
Въ точкѣ пересѣченія кривой $\mu_1\rho_2$ съ концомъ ординаты, соотвѣтствующей точкѣ m_2, получится точка r_2, дающая величины φ_r^a и v_r^a, служащія для построенія кривой для слѣдующаго хода.

Совершенно очевидно—и при построеніи дѣйствительной діаграммы въ этомъ нетрудно убѣдиться,—что нечувствительность ухудшаетъ регулированіе, значительно удлиняя ходъ регулированія и увеличивая продолжительность колебаній скорости.

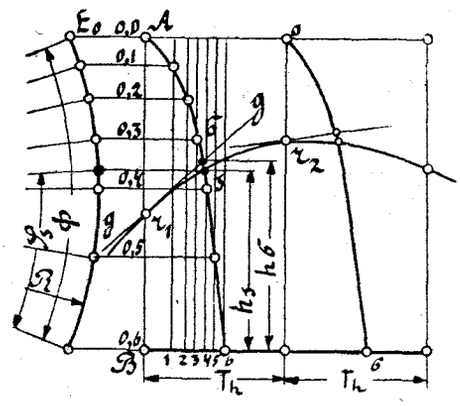
Обратимся теперь къ разсмотрѣнію вліянія отсѣчки, такъ какъ до сихъ поръ мы принимали, что наполненіе, а слѣдовательно и движущій моментъ, опредѣляются положеніемъ регулятора въ началѣ хода поршня. Въ дѣйствительности имѣетъ значеніе лишь положеніе регулятора въ моментъ отсѣчки, что нетрудно принять во вниманіе при построеніи діаграммы Rülf'a.

Если мы знаемъ времена, соотвѣтствующія прохожденію поршнемъ извѣстныхъ частей его хода, напр. 0,1; 0,2; 0,3 и т. д., и положенія центра эксцентрика, соотвѣтствующія отсѣчкамъ въ тѣ же моменты, то не трудно построить „кривую от-

сѣчки". Такъ какъ кривошипъ машины въ равные промежутки времени проходитъ равные углы, то, проведя полуокружность діаметра $L = \frac{2T_h}{\pi}$, такъ что длина дуги полуокружности равна T_h, въ масштабѣ діаграммы, и раздѣливъ линію AB (фиг. 76) на равные части, получимъ точки 1, 2, 3,... а затѣмъ и точки 1′, 2′, 3′,... которыя дадутъ времена A—1′, 1′—2′, 2′—3′,... нужныя для того, чтобы поршень прошелъ 0,1, 0,2, 0,3... своего хода. Эти разстоянія A—1′, 1′—2′, 2′—3′... откладываемъ прямо на абсциссѣ времени T_h (фиг. 77). Если изъ условій



Фиг. 76.



Фиг. 77.

распредѣленія мы знаемъ положенія центра эксцентрика, соотвѣтствующія отсѣчкамъ на 0,1, 0,2, 0,3... хода поршня, т. е. точки 0,1, 0,2, 0,3... на линіи AB (фиг. 77),—то весьма легко получаемъ кривую отсѣчки A—0,6, пересѣченіе которой съ кривой пути регуляторной точки и дастъ вполнѣ точно моментъ отсѣчки. Для простоты, съ весьма небольшою погрѣшностью, можемъ начертить, вмѣсто кривой отсѣчки, прямую линію, проходящую чрезъ конечный пунктъ 0,6 и точку A. На фиг. 77 предположено, что наибольшее наполненіе, даваемое плоскимъ регуляторомъ, равно 60%.

Такимъ образомъ, для опредѣленія по кривой моментовъ величины избыточнаго движущаго момента будетъ теперь служить высота

$$h_s = \varphi_s \, R,$$

а не

$$h_r' = \varphi_r' \, R,$$

соотвѣтствующая точкѣ r_1 (фиг. 77).

Для нахожденія этой высоты h_s служитъ точка пересѣченія σ кривой отсѣчки съ продолженной касательной $g\,g$ къ кривой пути центра эксцентрика, въ начальной точкѣ этой кривой r_1. Получающаяся при этомъ неточность (см. фиг. 77) чрезвычайно незначительна, такъ какъ можно принять $h_\sigma = h_s$.

Принятіе въ расчетъ вліянія отсѣчки дѣлаетъ діаграммы Rülf'a весьма точными и по характеру своему приближающимися къ полученнымъ изъ опытовъ діаграммамъ.

Значительно менѣе важно принятіе въ расчетъ степени неравномѣрности маховика δ_s, имѣющей мѣсто лишь въ поршневыхъ машинахъ. Какъ извѣстно, при этомъ угловая скорость вращенія вала будетъ постепенно возрастать отъ мертвой точки до средняго положенія кривошипа, затѣмъ убывать до слѣдующей мертвой точки. Сообразно съ этимъ, на діаграммѣ Rülf'a (фиг. 73), вмѣсто прямой линіи $m_1 m_2$, изображающей кривую разстояній моторной точки, должна получиться нѣкоторая кривая, которую весьма приближенно можно замѣнить ломанной $m_1' m' m'_2$. Здѣсь уже придется вести все построеніе діаграммы для времени полу-хода поршня $\frac{T_h}{2}$, при чемъ самое увеличеніе скорости u находится совершенно такъ же, какъ и для степени нечувствительности ε. Можно поэтому, по аналогіи съ величиной $\Delta\varphi$ для степени нечувствительности ε, написать для u, на основаніи ф-лы 287,

$$u = \frac{\Delta\varphi}{\varepsilon}\,\delta_s = \pm\frac{\delta_s}{2}\,\frac{\Phi}{\delta}. \qquad (292)$$

Нетрудно было-бы принять во вниманіе и разную продолжительность хода поршня T_h, вычисляя ее каждый разъ для новой угловой скорости вращенія ω по

$$T_h = \frac{30}{n} = \frac{\pi}{\omega}. \qquad (172)$$

Однако даже для весьма точныхъ изслѣдованій можно пренебречь какъ разною продолжительностью хода поршня, принимая

$$T_h = \text{const.},$$

такъ и степенью неравномѣрности маховика δ_s.

Наоборотъ, эффектъ инерціонной массы, если имѣемъ дѣло съ плоскимъ инерціоннымъ регуляторомъ, весьма значителенъ, и его всегда слѣдуетъ вводить въ расчетъ при построеніи діаграммы Rülf'a. Покажемъ, какъ это надо дѣлать.

Дѣйствіе инерціонной массы заключается въ увеличеніи перестановочной силы регулятора при наступившемъ измѣненіи угловой скорости вращенія машины ω. Это угловое ускореніе, какъ извѣстно, будетъ

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{L}{J}. \qquad (39)$$

Здѣсь величина избыточнаго движущаго момента L можетъ зависѣть отъ внезапнаго измѣненія нагрузки и тогда опредѣляется по фиг. 73, или же можетъ зависѣть отъ неравномѣрности маховика и тогда величина избыточнаго движущаго момента L опредѣляется изъ діаграммы тангенціальныхъ усилій, построенной по общеизвѣстному способу для опредѣленія вѣса маховика, какъ наибольшаи избыточная ордината этой кривой; J — по прежнему моментъ инерціи маховика.

Мы можемъ написать

$$\frac{d\omega}{dt} = c_2 \frac{d\varphi_{m.R}}{dt}, \qquad (293)$$

гдѣ величина $\frac{d\omega}{dt}$ опредѣлится изъ ур-ія 39, c_2— извѣстно изъ предыдущаго. Отсюда находимъ $\frac{d\varphi_{m.R}}{dt}$ и

$$v_m^o = \frac{d\varphi_{m.R}}{dt} = \frac{1}{c_2}\frac{d\omega}{dt}, \qquad (294)$$

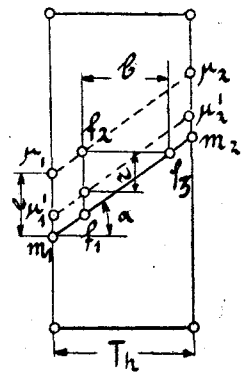
гдѣ чрезъ v_m^o обозначена наибольшая скорость моторной точки, получающаяся благодаря дѣйствію инерціонной массы. Изъ ур-ія 294 видно, что v_m^o пропорціонально $\frac{d\omega}{dt}$, слѣдовательно и добавочная сила притяженія между моторной точкой и центромъ эксцентрика тоже пропорціональна $\frac{d\omega}{dt}$. Принимая, на основаніи вышесказаннаго, для даннаго хода поршня,

$$\frac{d\omega}{dt} = \text{const.},$$

увидимъ, что дѣйствіе инерціонной масы выражается въ отодвиганіи пути моторной точки на нѣкоторое разстояніе e отъ пути центра эксцентрика, т. е. инерціонная масса дѣйствуетъ обратно нечувствительности регулятора. Величина этого передвиженія e будетъ пропорціональна силѣ P, слѣдовательно и скорости vm и будетъ вообще равна

$$e = R \cdot \Delta\varphi = b \cdot vm, \qquad (295)$$

гдѣ b — коэффиціентъ пропорціональности, который мы сейчасъ и опредѣлимъ, а vm есть скорость моторной точки, равная тангенсу угла наклона прямой $m_1 m_2$.



Фиг. 78.

Изъ фиг. 78 получаемъ

$$f_1 f_2 = e = b \cdot v_m = f_2 f_3 \cdot \operatorname{tg}\alpha, \qquad (296)$$

гдѣ

$$\operatorname{tg}\alpha = v_m.$$

Слѣдовательно

$$b = f_2 f_3.$$

Очевидно, при достаточно большомъ b, дѣйствіе нечувствительности регулятора можетъ быть совершенно уничтожено. На практикѣ обычно выбираютъ b такъ, чтобы передвиганіе $b \cdot v_m$ было равно или немного меньше величины $\Delta\varphi$, происходящей отъ дѣйствія нечувствительности регулятора. Слѣдовательно

$$k \cdot \Delta\varphi = b \cdot v_m, \qquad (297)$$

гдѣ

$$k \leq 1.$$

Коэффиціетъ b, очевидно, измѣряется въ секундахъ, такъ какъ величина b откладывается по оси абсциссъ.

На фиг. 78 показано одновременное принятіе въ расчетъ степени нечувствительности регулятора и его инерціонной массы. Вмѣсто пути $m_1 m_2$, соотвѣтствующаго абсолютно чувствительному регулятору безъ инерціонной массы, получается идеальный путь моторной точки $\mu_1 \mu_2$, подъ вліяніемъ инерціонной массы, и путь $\mu'_1 \mu'_2$—подъ одновременнымъ вліяніемъ инерціонной массы и нечувствительности.

Изъ вышесказаннаго совершенно ясно, что дѣйствіе инерціонной массы чрезвычайно

благопріятно: колебанія регулятора должны быстро уменьшаться, вслѣдствіе уменьшенія ихъ амплитудъ.

Практика вполнѣ подтверждаетъ этотъ выводъ.

Замѣтимъ, что при опытномъ изслѣдованіи плоскаго регулятора каждая его точка описываетъ окружности, а при расхожденіи грузовъ—спирали. Такимъ образомъ, вмѣсто прямыхъ (горизонталей) фиг. 73, получатся спиральныя линіи, къ которымъ и должны быть отнесены колебанія регулятора. Однако это обстоятельство не можетъ сколько-нибудь затруднить примѣненіе діаграммъ Rülf'a на практикѣ.

§ 4. Общее динамическое изслѣдованіе плоскаго регулятора.

Изложенный въ предыдущемъ параграфѣ методъ Rülf'a, видоизмѣненный въ примѣненіи къ плоскому регулятору, даетъ возможность весьма точно прослѣдить ходъ колебаній плоскаго регулятора, отъ одного хода поршня до другого, при любомъ измѣненіи нагрузки. Нужно знать лишь основныя данныя машины: ея мощность, число оборотовъ и моментъ инерціи маховика, а также и основные размѣры регулятора. Время свободныхъ колебаній T плоскаго регулятора можно опредѣлять по выведенной мною ф-лѣ 208, время одного хода поршня T_h и время разбѣга T_r — по общеизвѣстнымъ ф-ламъ 171 и 172, при чемъ слѣдуетъ обратить вниманіе на ф-лу 173. Замѣтимъ, что здѣсь, какъ и вездѣ въ дальнѣйшемъ, подъ T_r подразумѣвается время, необходимое для того, чтобы ненагруженная машина изъ состоянія покоя достигла своей средней угловой скорости вращенія при наибольшемъ движущемъ моментѣ. Это время T_r опредѣляется ф-лой 171, въ то время какъ время разбѣга T_r' въ ф-лѣ 284 опредѣляется ф-лой 283 и соотвѣтствуетъ лишь разности угловыхъ скоростей вращенія для крайнихъ положеній регулятора; для безопасности должно быть $T_r' > T_h$.

Пользуясь этими основными размѣрами, по заданному измѣненію нагрузки, находимъ изъ діаграммы Rülf'a основную величину φ_m^a и вычисляемъ v_m и всѣ остальныя величины по ф-ламъ 277—281.

Ни при какомъ другомъ способѣ нельзя принять во вниманіе съ такою легкостью и точностью вліяніе разныхъ факторовъ на ходъ регулированія при перемѣнной нагрузкѣ, какъ въ графоаналитическомъ методѣ Rülf'a. Поэтому всѣ остальные чисто аналитическіе способы отличаются гораздо меньшею точностью и иногда, какъ показала практика, даютъ ненадежные результаты.

Однако, какъ было указано, методъ Rülf'a не совсѣмъ удобенъ при проектированіи новаго регулятора, такъ какъ онъ для этой цѣли представляется нѣсколько хлопотливымъ. Для практики проектированія болѣе удобны тѣ общеизвѣстныя формулы, которыя уже неоднократно выводились различными авторами, напр. Begtrup'омъ, Tolle, Н. Е. Жуковскимъ, А. В. Гречаниновымъ, А. Разореновымъ, Thümmler'омъ и другими. Поэтому мы лишь вкратцѣ остановимся на нихъ, для полноты книги, не приводя самаго вывода, тѣмъ болѣе, что послѣдній относится къ вопросу объ устойчивости движенія машины и слѣдовательно выходитъ изъ предѣловъ настоящаго труда.

Какъ извѣстно, чѣмъ меньше степень неравномѣрности регулятора δ, тѣмъ меньше разность между числами оборотовъ, соотвѣтствующими крайнимъ положеніямъ регулятора. Но, съ другой стороны, чѣмъ меньше δ, тѣмъ меньше и коэф. c_2 въ ур-іи 269, какъ это видно изъ фиг. 72, слѣдовательно тѣмъ больше скорость моторной точки v_m. А это показываетъ, что чѣмъ меньше δ, тѣмъ сильнѣе и продолжительнѣе будутъ колебанія регулятора при измѣненіи нагрузки. Такимъ образомъ, если наибольшая допустимая величина степени неравномѣрности регулятора опредѣляется статическими условіями, преимущественно—требуемою равномѣрностью хода машины,—то наименьшая величина δ опредѣляется динамическими условіями, т. е. динамическою устойчивостью регулятора при перемѣнной нагрузкѣ. Обычно принимаютъ за идеальный случай регулированія тотъ, когда регуляторъ достигаетъ новаго положенія равновѣсія, послѣ измѣненія нагрузки машины, съ одного колебанія или когда потенціальная энергія колебанія вся уничтожается треніемъ. Общій видъ соотвѣтствующихъ формулъ, выведенныхъ упомянутыми авторами для центробѣжныхъ регуляторовъ, таковъ:

$$\delta \min = k_0 \sqrt[3]{\frac{M_r \cdot a}{C_m \cdot T_r^2}}, \qquad (298)$$

гдѣ M_r — приведенная масса, a — ея ходъ, измѣренный по нормали къ оси вращенія, C_m — центробѣжная сила груза въ среднемъ положеніи, T_r — время разбѣга, k_0 — нѣкоторый коэффиціентъ, обычно въ предѣлахъ отъ 1 до 2.

Очевидно, въ примѣненіи къ плоскому регулятору ф-ла 298 приметъ видъ

$$\delta \min = k_0 \sqrt[3]{\frac{J_k \cdot \Phi_G}{M_m \cdot T_r^2}}, \qquad (299)$$

гдѣ J_k — моментъ инерціи приведенной массы относительно оси качанія груза, Φ_G — полный уголъ качанія грузового рычага въ радіальной мѣрѣ, M_m — моментъ натяженія пружины для средняго положенія регулятора, T_r — время разбѣга.

Н. Е. Жуковскій [24]) даетъ другую формулу:

$$0{,}59 < \frac{T}{T_r \cdot \delta} < 0{,}88, \qquad (300)$$

гдѣ T_r и δ — прежнія, T — періодъ собственныхъ колебаній регулятора.

Я. И. Грдина даетъ [7])

$$\delta \geqq \frac{\psi \cdot \eta}{2\xi} \delta_s, \qquad (301)$$

гдѣ δ и δ_s — степени неравномѣрности регулятора и маховика; ψ — есть число, показывающее, какая часть нормальной полезной работы машины исчезаетъ или пріобрѣтается, когда регуляторъ переходитъ изъ средняго положенія въ крайнее; η — коэф. полезнаго дѣйствія машины; ξ — есть отношеніе наибольшаго избытка или недостатка работы, сравнительно съ преодолѣваемымъ машиной сопротивленіемъ, къ работѣ за весь оборотъ вала.

А. В. Гречаниновъ даетъ

$$n_0 = k_0 \sqrt{\frac{k - k_1}{m}}, \qquad (302)$$

гдѣ n_o — наименьшее допустимое число оборотовъ машины, k_o — коэффиціентъ, m — приведенная масса регулятора, k и k_1 — коэффиціенты притяженія и сопротивленія, измѣряемые, какъ и масштабъ пружины, въ клг. мет$^{-1}$ и аналогичные величинѣ c_1 въ діаграммѣ Rülf'a.

Въ примѣненіи къ плоскому регулятору ф-ла 302, очевидно, обратится въ

$$n_0 = k_0 \sqrt{\frac{(k - k_1) r_0^2}{J_k}}, \qquad (303)$$

гдѣ обозначенія r_o и J_k извѣстны изъ предыдущаго (см. § 2 главы IV и фиг. 70).

Весьма интересно то, что ф-ла 303 идентична съ нашей ф-лой 238, дающей критическое число оборотовъ,

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k r_0^2}{J_k \left(4 + \mu \frac{a \cos \alpha}{R_0}\right)}}, \qquad (238)$$

и выведенной на основаніи совершенно другихъ соображеній, изъ разсмотрѣнія вынужденныхъ колебаній плоскаго регулятора. Въ этой формулѣ величина $\mu \frac{a \cdot \cos\alpha}{Ro}$ обычно колеблется въ тѣсныхъ предѣлахъ (отъ 0,5 до 1) для регуляторовъ разныхъ размѣровъ, а меньшая величина числителя подкореннаго выраженія въ ф-лѣ проф. Гречанинова уравновѣшивается бо́льшей величиной коэффиціента k_o, который для опредѣленнаго случая получается у проф. Гречанинова равнымъ 34,6.

О степени нечувствительности ε можно сказать то же самое, что и о степени неравномѣрности регулятора δ: чѣмъ больше ε, тѣмъ больше должна возрасти скорость, прежде чѣмъ регуляторъ тронется съ мѣста; чѣмъ меньше ε, тѣмъ меньше динамическая устойчивость регулятора. Какъ показалъ еще Вышнеградскій, при отсутствіи собственнаго тренія, слѣдовательно при $\varepsilon = 0$, всякій регуляторъ безъ катаракта неустойчивъ. Поэтому и для степени нечувствительности даются ф-лы динамики, опредѣляющія ея наименьшую допустимую величину. Однако эти послѣднія менѣе надежны, чѣмъ формулы для наименьшаго δ. Tolle даетъ

$$\varepsilon \geqq 0{,}4\, m\, \delta,$$

гдѣ m — степень измѣненія нагрузки. Если снимается вся нагрузка, то $m = 1$, и

$$\varepsilon \geqq 0{,}4\, \delta.$$

Нѣсколько иной видъ имѣютъ ф-лы Thümmler'a и А. Разоренова.

Вообще въ проектируемомъ регуляторѣ среднее значеніе степени нечувствительности ε опредѣляется расчетомъ, находя моменты тренія, что нетрудно сдѣлать, зная главные размѣры регулятора и задавшись діаметрами его цапфъ (см. § 2 главы V).

Для инерціонныхъ регуляторовъ формулы нѣсколько видоизмѣняются. Діаграмма Rülf'a показала, что инерціонная масса благопріятно дѣйствуетъ на устойчивость регулятора; отсюда ясно, что степень неравномѣрности инерціоннаго регулятора можно брать меньше, чѣмъ для обыкновеннаго регулятора,

не опасаясь неустойчивости. Tolle [5]) даетъ для инерціоннаго регулятора

$$\delta_i \min = k_0 \sqrt[3]{\frac{M_r \cdot a}{C_m T_r^2}} - \frac{M_i}{2M \cdot \omega \cdot T_r} = \delta \min - d;$$

здѣсь обозначенія тѣ же, что въ ф-лѣ 298, и еще слѣдующія: M — масса центробѣжнаго груза, M_i — приведенная къ центру тяжести центробѣжнаго груза масса инерціоннаго груза, ω — угловая скорость вращенія. Очевидно, для плоскаго регулятора получимъ

$$\delta_i \min = k_0 \sqrt[3]{\frac{J_K \Phi_G}{M_m T_r^2}} - \frac{J_i}{2J_G \cdot \omega \cdot T_r}, \quad (304)$$

гдѣ J_i — моментъ инерціи приведенной инерціонной массы, J_G — моментъ инерціи центробѣжнаго груза.

Сравнимъ ф-лу 36, дающую тангенціальную силу инерціи, развиваемую инерціонной массой M_i при нѣкоторомъ угловомъ ускореніи $\frac{d\omega}{dt}$

$$P_i = \frac{d\omega}{dt} M_i r, \quad (36)$$

съ извѣстной ф-лой для этого углового ускоренія,

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{L}{J},$$

гдѣ L—избыточный движущій моментъ, производящій ускореніе $\frac{d\omega}{dt}$; J—моментъ инерціи маховика. Находимъ

$$P_i = \frac{L}{J} M_i r, \quad (305)$$

т. е. дѣйствіе инерціонной массы обратно пропорціонально моменту инерціи маховика. Поэтому въ присутствіи инерціоннаго регулятора можно ставить маховикъ минимальнаго вѣса, достаточнаго лишь для поддержанія требуемой равномѣрности хода. Это весьма крупное достоинство инерціоннаго регулятора.

Если въ ф-лѣ 304 второй членъ равенъ первому, т. е.

$$\delta_{\min} = d,$$

то машина будетъ дѣлать одинаковое число оборотовъ какъ при полной нагрузкѣ, такъ и при ходѣ порожнемъ, слѣдовательно получится изохронный инерціонный регуляторъ. Выводъ этотъ вполнѣ подтверждается практикой; однако, во избѣжаніе случайностей, часто берутъ и для инерціоннаго регулятора

$$\delta_i > 0. \quad (306)$$

Въ присутствіи обыкновеннаго плоскаго регулятора, не инерціоннаго, вѣсъ маховика, удовлетворяющій заданнымъ динамическимъ условіямъ, т. е. при выбранномъ регуляторѣ, можетъ быть опредѣленъ слѣдующимъ образомъ.

Обычно задается условіе, чтобы машина, при измѣненіи ея нагрузки на m-ую часть ея полной нагрузки, измѣняла угловую скорость — или число оборотовъ—на величину $K\omega$, гдѣ $K<1$. Если напримѣръ, при измѣненіи нагрузки на 30% скорость машины должна измѣниться не болѣе, чѣмъ на 2%, то m=0,30, а K=0,02. Теперь мы можемъ написать, припоминая ур-іе 9 для полной степени неравномѣрности,

$$\Delta = \varepsilon + \delta, \quad (9)$$

слѣдующее уравненіе

$$K\omega = \frac{\varepsilon\omega}{2} + m\delta\omega. \quad (307)$$

Ур-іе 307 выражаетъ, что полное измѣненіе угловой скорости $K\omega$ состоитъ изъ двухъ слагаемыхъ: часть $\frac{\varepsilon\omega}{2}$ зависитъ лишь отъ степени нечувствительности регулятора, отъ степени измѣненія нагрузки совершенно не зависитъ, а потому можетъ считаться постоянной для даннаго регулятора; часть $m\delta\omega$ зависитъ отъ степени неравномѣрности регулятора δ, а потому съ достаточною точностью можетъ быть принята прямо пропорціональной степени измѣненія нагрузки, такъ какъ измѣненія скорости можно принимать прямо пропорціональными измѣненіямъ нагрузки.

Сокращая ур-іе 307 на ω, получаемъ

$$K = \frac{\varepsilon}{2} + m\delta. \quad (308)$$

Выбравъ степень нечувствительности ε, изъ ур-ій 9 и 308 находимъ полную степень неравномѣрности Δ и теоретическую степень неравномѣрности δ. Теперь изъ ур-ія 299, зная δ, J_k, Φ_G и M_m и взявъ k_0=1, находимъ время разбѣга T_r. Зная T_r и наибольшій движущій моментъ L, находимъ изъ ур-ія 171 необходимый моментъ инерціи маховика

$$J = \frac{T_r L}{\omega}. \quad (309)$$

Далѣе можно, задавшись окружною скоростью v маховика, опредѣлить вѣсъ его обода G изъ

$$T_r = \frac{J\omega}{L} = \frac{J\omega^2}{L\omega} = \frac{Gv^2}{g \,.\, 75N}, \qquad (310)$$

гдѣ N — мощность машины въ лош. силахъ.

Слѣдуетъ еще замѣтить слѣдующее. Изъ ур-ій 308 и 9 получаемъ вычитаніемъ

$$\Delta - 2K = \delta(1 - 2m),$$

откуда

$$\delta = \frac{\Delta - 2K}{1 - 2m} > 0. \qquad (311)$$

Послѣднее неравенство очевидно, такъ какъ должно быть для устойчиваго регулятора

$$\delta > 0.$$

При $m < \frac{1}{2}$ должно быть

$$\Delta > 2K. \qquad (312)$$

Изъ тѣхъ же ур-ій 308 и 9 получаемъ

$$K - m \,.\, \Delta = \frac{\varepsilon}{2}(1 - 2m),$$

откуда

$$\varepsilon = 2\,\frac{K - m\Delta}{1 - 2m} > 0. \qquad (313)$$

Послѣднее неравенство тоже вполнѣ очевидно, иначе, при $\varepsilon < 0$, регуляторъ тронется съ мѣста съ нѣкоторою начальною скоростью, слѣдовательно его колебанія усилятся. Изъ 313 получаемъ при $m < \frac{1}{2}$

$$\Delta < \frac{K}{m}. \qquad (314)$$

Соединяя вмѣстѣ ф-лы 312 и 314, получаемъ при $m < \frac{1}{2}$ для полной степени неравномѣрности Δ условіе

$$\frac{K}{m} > \Delta > 2K. \qquad (315)$$

Если вмѣсто условій 311 и 313 — $\delta > 0$ и $\varepsilon > 0$ — задаться болѣе опредѣленными условіями, напр.

$$\delta \geqslant 0{,}02$$
$$\varepsilon \geqslant 0{,}01,$$

то предѣлы для Δ по ур-ію 315 еще болѣе сблизятся, при заданныхъ K и m.

При измѣненіи угловой скорости регуляторъ тронется съ мѣста лишь по истеченіи нѣкотораго времени t, которое легко опредѣлить. Пусть нагрузка уменьшилась, такъ что остался избыточный моментъ

$$L_i = m \,.\, L_{max},$$

гдѣ $m < 1$.

Тогда машина получитъ ускореніе

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{L_i}{J} = \frac{m \,.\, L_{max}}{J}, \qquad (316)$$

гдѣ J — по прежнему моментъ инерціи маховика. Обладающій степенью нечувствительности ε регуляторъ тронется съ мѣста лишь тогда, когда его скорость ω измѣнится въ ω', при чемъ

$$\omega' = \omega + \frac{d\omega}{dt}t = \omega\left(1 + \frac{\varepsilon}{2}\right),$$

откуда

$$t = \frac{\omega\varepsilon}{2}\left[\frac{J}{mL_{max}}\right] = \frac{\omega \,.\, \varepsilon}{2\,\frac{d\omega}{dt}}. \qquad (317)$$

Скобки обозначаютъ, что берется абсолютная величина $m \,.\, L_{max}$, знакъ не имѣетъ значенія.

Отсюда видно, что „время запозданія“ прямо пропорціонально моменту инерціи J маховика, угловой скорости ω, степени нечувствительности ε и обратно пропорціонально измѣненію величины нагрузки. Ф-ла 317 выведена А. И. Сидоровымъ [2]) въ предположеніи постоянства момента L_i во все время ускоренія; вслѣдствіе обычной на практикѣ малой величины t, предположеніе это достаточно точно.

На основаніи ур-ія 309 можно переписать ур-іе 317 въ видѣ

$$t = \frac{\omega\varepsilon}{2}\,\frac{J}{mL_{max}} = \frac{1}{2}\,\frac{\varepsilon}{m}\,T_r. \qquad (318)$$

Слѣдовательно, время запозданія t прямо пропорціонально времени разбѣга T_r, и регуляторъ начнетъ дѣйствовать тѣмъ скорѣе, чѣмъ легче маховикъ. Однако при маломъ маховикѣ колебанія скорости, при измѣненіи нагрузки, будутъ большія (см. § 3 главы IV).

Посмотримъ, какъ измѣнится время запозданія въ присутствіи инерціонной массы. Пусть моментъ инерціи инерціонной массы, которую мы предположимъ сидящей на главномъ валу регулятора, будетъ относительно этой оси равенъ J_i; тогда, при угловомъ ускореніи регулятора $\frac{d\omega}{dt}$, инерціонная масса разовьетъ моментъ вокругъ оси вращенія

$$l_i = \frac{d\omega}{dt}J_i = \frac{mL}{J}J_i, \qquad (319)$$

гдѣ J — моментъ инерціи маховика. Этотъ моментъ l_i дастъ на плечѣ R (фиг. 70) силу P_i, перестанавливающую эксцентрикъ и равную

$$P_i = k_i \frac{mL}{J} \frac{J_i}{R}, \qquad (320)$$

гдѣ коэф. k_i зависитъ отъ конструкціи и размѣровъ регулятора. Если центробѣжный грузъ регулятора, при степени нечувствительности ε, развиваетъ на томъ же плечѣ R перестановочную силу P_g, то, очевидно, въ присутствіи инерціонной массы онъ долженъ развить для троганія эксцентрика съ мѣста лишь силу $P_g - P_i$. Изъ ур-ій 6 и 11 слѣдуетъ, что величина перестановочной силы пропорціональна измѣненію скорости, а при постоянномъ угловомъ ускореніи измѣненіе скорости пропорціонально времени. Слѣдовательно время запозданія t_i для инерціоннаго регулятора опредѣлится изъ

$$\frac{t_i}{t} = \frac{P_g - P_i}{P_g} = 1 - \frac{P_i}{P_g} = 1 - j,$$

откуда

$$t_i = t_g(1 - j). \qquad (321)$$

Здѣсь $j = \frac{P_i}{P_g}$ — отношеніе между перестановочными силами, развиваемыми въ одной и той же точкѣ дѣйствіемъ инерціонной массы и дѣйствіемъ центробѣжнаго груза. Если $j = 1$, то

$$t_i = 0, \qquad (322)$$

т. е. инерціонный регуляторъ начнетъ дѣйствовать моментально, безъ всякаго запозданія.

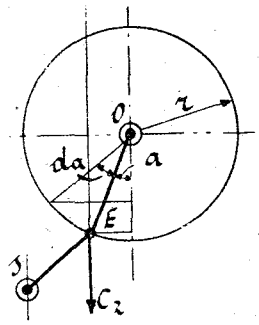
Теперь выведемъ формулы для опредѣленія основныхъ размѣровъ плоскихъ регуляторовъ, исходя изъ простыхъ динамическихъ соображеній. Какъ было указано въ предисловіи, опредѣленіе основныхъ размѣровъ плоскаго регулятора—его работоспособности, вѣса центробѣжныхъ грузовъ, момента инерціи приведенныхъ массъ и т. п., до сихъ поръ производится чисто эмпирически.

Въ обыкновенныхъ плоскихъ регуляторахъ и въ плоскихъ инерціонныхъ регуляторахъ I класса, гдѣ центробѣжный грузъ и инерціонная масса слиты въ одинъ грузовой рычагъ, слѣдуетъ опредѣлить ихъ общій моментъ инерціи относительно оси качанія, исходя изъ динамической степени неравномѣрности. Послѣдняя соотвѣтствуетъ тѣмъ измѣненіямъ угловой скорости вращенія, которыя вызываются періодическими колебаніями грузового рычага подъ дѣйствіемъ періодическихъ силъ, передающихся на плоскій регуляторъ отъ частей распредѣлительнаго механизма. Предлагаемый способъ по принципу совершенно аналогиченъ со способомъ опредѣленія массы маховика въ поршневыхъ машинахъ, при помощи діаграммы тангенціальныхъ усилій.

Сначала опредѣлимъ требуемую полную работоспособность плоскаго регулятора, которую мы въ дальнѣйшемъ обозначимъ чрезъ A.

При этомъ примемъ въ расчетъ лишь силу инерціи поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, на основаніи ранѣе сказаннаго (см. § 2 главы IV), и введемъ соотвѣтственную поправку.

Разсматривая фиг. 79, видимъ, что сила инерціи



Фиг. 79.

поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма равна

$$C_2 = m_2 r\omega^2 \cos\alpha,$$

гдѣ m_2 — масса этихъ частей; r — эксцентриситетъ эксцентрика, къ центру котораго масса m_2 считается приведенною.

Такъ какъ знакъ силы инерціи измѣняется чрезъ $\frac{1}{4}$ оборота, то вычислимъ для одной четверти оборота работу силъ инерціи, поглощаемую работой деформаціи пружины. Имѣемъ дифференціалъ работы для безконечно малаго угла поворота $d\alpha$

$$dR_2 = m_2 r\omega^2 \cos\alpha [r \cdot \cos\alpha - r \cdot \cos(\alpha + d\alpha)]. \qquad (323)$$

Но

$$\cos(\alpha + d\alpha) = \cos\alpha \cdot \cos(d\alpha) - \sin\alpha \cdot \sin(d\alpha)$$

или, по малости $d\alpha$,

$$\cos(\alpha + d\alpha) = \cos\alpha - \sin\alpha \cdot d\alpha,$$

полагая

$$\cos(d\alpha) = 1 \quad \text{и} \quad \sin(d\alpha) = d\alpha.$$

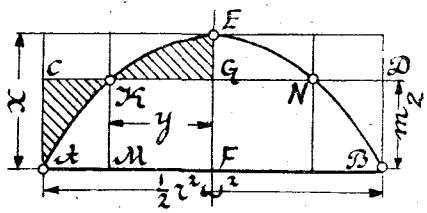
Тогда

$$dR_2 = m_2 r\omega^2 \cos\alpha\,[r\cdot\cos\alpha - r\cdot\cos\alpha + r\cdot\sin\alpha\cdot d\alpha] =$$
$$= m_2 r^2\omega^2\cdot\cos\alpha\cdot\sin\alpha\cdot d\alpha = \frac{1}{2} m_2 r^2\omega^2\cdot\sin(2\alpha)\cdot d\alpha.$$

Вся работа за четверть оборота будетъ

$$R_2 = \frac{1}{2} m_2 r^2\omega^2 \int_{\alpha=0}^{\alpha=\frac{\pi}{2}} \sin(2\alpha)\cdot d\alpha =$$
$$= +\frac{1}{2} m_2 r^2\omega^2 \qquad (324)$$

и слѣдовательно измѣняется по закону синусоиды. Изображая эту работу въ видѣ площади (фиг. 80), мы приближенно замѣнимъ часть кривой параболой. Тогда изъ фиг. 80 мы получимъ, что площадь, огра-



Фиг. 80.

ниченная осью абсциссъ и дугою параболы AEB, должна равняться площади прямоугольника ACDB, при условіи поглощенія работы за $^1/_4$ оборота вала деформаціей пружины.

Возьмемъ $AB = \frac{1}{2} r^2\omega^2$ и $BD = m_2$,

такъ что площадь ABCD

пл. $ABCD = R_2 = \frac{1}{2} m_2 r^2\omega^2$,

согласно ф-лѣ 324.

На основаніи извѣстнаго свойства параболы имѣемъ

пл. $FEA = \frac{1}{4} m_2 r^2\omega^2 = \frac{2}{3}\left(\frac{1}{4} r^2\omega^2\right)x$,

откуда

$$x = \frac{3}{2} m_2, \qquad (325)$$

слѣдовательно $EG = \frac{1}{2} m_2$.

Чтобы опредѣлить избыточную площадь KEG (по сравненію со средней работой за $^1/_4$ оборота вала), замѣчаемъ, что по условію

пл. KEG = пл. ACK

или

$$\frac{2}{3}\overline{KG}\cdot\overline{EG} = \overline{AC}\cdot\overline{CK} - \text{пл. AMK}.$$

Чтобы ввести вышеупомянутую поправку и увеличить избыточную площадь, примемъ

пл. $AMK = \frac{1}{2}\overline{AC}\cdot\overline{CK}$.

Отсюда

$$\frac{2}{3} y\cdot\frac{m_2}{2} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{4} r^2\omega^2 - y\right) m_2;$$

тогда

$$y = \frac{3}{10}\left(\frac{1}{2} r^2\omega^2\right), \qquad (326)$$

и избыточная площадь KNE, выражающая избыточную работу силъ инерціи поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма за четверть оборота вала,

$$R_i = 2\cdot\frac{2}{3}\cdot\frac{3}{20} r^2\omega^2\frac{m_2}{2} = \frac{1}{10} m_2 r^2\omega^2. \qquad (327)$$

Если энергичность регулятора, приведенная къ центру эксцентрика, равна E, полный уголъ качанія эксцентрика—Ф, радіусъ качанія его центра R,—то полная работоспособность регулятора, какъ извѣстно,

$$A = E\cdot\Phi\cdot R. \qquad (14)$$

Полному углу качанія Ф эксцентрика соотвѣтствуетъ степень неравномѣрности δ. Если назовемъ чрезъ δ_g степень динамической неравномѣрности, то, очевидно, соотвѣтственно избыточной работѣ R_i силъ инерціи распредѣлительнаго механизма, эксцентрикъ повернется на нѣкоторый уголъ φ_i, при чемъ

$$\frac{\varphi_i}{\Phi} = \frac{\delta_g}{\delta} = \lambda, \qquad (328)$$

гдѣ λ назовемъ коэффиціентомъ динамической неравномѣрности.

Совершенная за это время силами инерціи C_2 работа будетъ

$$E\cdot\varphi_i\cdot R = E\cdot\lambda\cdot\Phi\cdot R = \lambda\cdot A = R_i = \frac{1}{10} m_2\cdot r^2\cdot\omega^2,$$

какъ сейчасъ найдено.

Отсюда опредѣлится требуемая полная работоспособность плоскаго регулятора

$$A = \frac{m_2\cdot r^2\omega^2}{10\lambda} = \frac{m_2\cdot r^2\omega^2\delta}{10\cdot\delta_g} = \frac{m_2\cdot v_r^2}{2}\cdot\frac{1}{5\lambda}. \qquad (329)$$

Слѣдовательно, работоспособность плоскаго регулятора должна быть прямо пропорціональна квадрату угловой скорости вращенія ω, массѣ поступательно

движущихся частей распредѣлительнаго механизма m_2, квадрату эксцентриситета r и обратно пропорціональна коэффиціенту динамической неравномѣрности λ; другими словами—работоспособность плоскаго регулятора должна быть пропорціональна живой силѣ движущихся частей распредѣлительнаго механизма.

Теперь опредѣлимъ моментъ инерціи всѣхъ частей плоскаго регулятора относительно оси качанія эксцентрика. И здѣсь ограничимся принятіемъ въ расчетъ лишь силъ инерціи поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, по тѣмъ же причинамъ, что и при выводѣ предыдущихъ формулъ.

Мы уже знаемъ, что моментъ этихъ силъ инерціи относительно оси качанія эксцентрика выражается такъ

$$L_2 = m_2 \cdot r \cdot \omega^2 R \cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha).$$

Опредѣлимъ теперь max. и min. этого момента. Мы уже имѣли

$$\cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha) = \frac{1}{2}\left[\sin\beta - \sin(2\alpha - \beta)\right] \cdot \quad (330)$$

При углѣ $\beta = \text{const.}$ (при $\omega = \text{const.}$) сразу находимъ max. ф-лы 330 при $\sin(2\alpha - \beta) = -1$

или $\alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{3\pi}{4}$, $\alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{7\pi}{4}$ и т. д.;

и min при

$$\sin(2\alpha - \beta) = +1$$

или

$$\alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4}, \quad \alpha = \frac{\beta}{2} + \frac{5\pi}{4} \qquad \text{и т. д.}$$

Слѣдовательно

$$L\,\max = \frac{1}{2} m_2 r\omega^2 R(\sin\beta + 1), \quad (331)$$

$$L\,\min = \frac{1}{2} m_2 r\omega^2 R(\sin\beta - 1). \quad (332)$$

Среднее значеніе момента

$$L_{cp} = \frac{1}{2} m_2 r\omega^2 R \sin\beta, \quad (23)$$

какъ мы уже видѣли раньше. Этотъ средній моментъ отъ дѣйствія силъ инерціи распредѣлительнаго механизма уравновѣшивается моментомъ натяженія пружины, а потому колебанія регулятора могутъ происходить лишь подъ вліяніемъ избыточнаго момента, равнаго разности между наибольшимъ и среднимъ моментами.

Слѣдовательно, избыточный моментъ L_i, который сообщаетъ нѣкоторое ускореніе качающимся массамъ плоскаго регулятора,

$$L_i = L\max - L_{cp} = L_{cp} - L\min = \frac{1}{2} m_2 r\omega^2 R. \quad (333)$$

Мы уже нашли раньше, что моментъ этотъ дѣлаетъ два полныхъ колебанія въ теченіе одного оборота вала, слѣдовательно его періодъ равенъ T_h. а время наростанія величины момента, другими словами—періодъ ускоренія—будетъ

$$t = \frac{T_h}{2} = \frac{\pi}{2\omega} \cdot \quad (334)$$

Замѣняя, въ виду малости t, избыточный моментъ L_i, постепенно измѣняющійся отъ нуля до L_i, постояннымъ среднимъ моментомъ $\frac{L_i}{2}$, можемъ написать извѣстное изъ механики ур-іе

$$\frac{L_i}{2} = J_e \frac{d^2\varphi}{dt^2}, \quad (335)$$

гдѣ J_e —моментъ инерціи всѣхъ качающихся массъ регулятора, приведенныхъ къ центру эксцентрика, относительно оси качанія послѣдняго; $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ —угловое ускореніе центра эксцентрика подъ вліяніемъ ускоряющаго момента $\frac{L_i}{2}$. Очевидно, центръ эксцентрика опишетъ при этомъ уголъ

$$\varphi_i = \frac{1}{2}\frac{d^2\varphi}{dt^2} t^2, \quad (336)$$

гдѣ по прежнему

$$\frac{\varphi_i}{\Phi} = \frac{\delta_g}{\delta} = \lambda, \quad (328)$$

а t опредѣляется ф-лой 334. Изъ ур-ій 334, 336 и 328 получаемъ

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{2\varphi_i}{t^2} = \frac{2\lambda\Phi \cdot 4\omega^2}{\pi^2} = \frac{8}{\pi^2}\omega^2 \cdot \lambda \cdot \Phi.$$

Теперь, на основаніи ур-ія 335, пишемъ

$$\underline{J_e = \frac{L_i}{2\frac{d^2\varphi}{dt^2}} = \frac{m_2 \cdot r \cdot \omega^2 R \cdot \pi^2}{2 \cdot 2 \cdot 8 \cdot \omega^2 \lambda\Phi} = \frac{\pi^2}{32}\frac{m_2 \cdot rR}{\lambda\Phi}} \cdot \quad (337)$$

Очевидно, моментъ инерціи приведенныхъ массъ относительно оси качанія груза будетъ

$$\underline{J_k = J_e\left(\frac{r_1}{R_1}\right)^2} \cdot \quad (338)$$

Слѣдовательно, моментъ инерціи качающихся массъ плоскаго регулятора относительно оси качанія эксцентрика долженъ быть прямо пропорціоналенъ массѣ поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма m_2, эксцентриситету эксцентрика r, радіусу качанія центра эксцентрика R и обратно пропорціоналенъ коэффиціенту динамической неравномѣрности регулятора λ и полному углу качанія эксцентрика Ф, и совершенно не зависитъ отъ угловой скорости вращенія регулятора. Послѣднее справедливо лишь постолько, посколько справедливы наши допущенія, т. е. при пренебреженіи силами тяжести вращающагося плоскаго регулятора (см. § 3 главы III).

Формула 337 выведена для распредѣлительнаго механизма, непрерывно связаннаго съ эксцентрикомъ, для любого золотниковаго механизма безъ расцѣпленія. Въ случаѣ расцѣпленія или особенно сложнаго механизма, не представитъ затрудненій прослѣдить, примѣрно чрезъ каждые 5° — 10° угла поворота эксцентрика, дѣйствующія на него силы, опредѣлить ихъ моменты относительно оси качанія эксцентрика и построить кривыя тангенціальныхъ усилій и ихъ моментовъ совершенно такъ, какъ это дѣлается при опредѣленіи массы маховика. Такая діаграмма дастъ возможность опредѣлить избыточный и средній моменты относительно оси качанія эксцентрика. Для случая золотниковаго распредѣленія это оказалось возможнымъ сдѣлать болѣе скорымъ аналитическимъ путемъ и дать весьма простыя формулы 329 и 337, насколько мнѣ извѣстно, еще нигдѣ не опубликованныя.

Для клапанныхъ механизмовъ большею частью приходится пользоваться графическимъ расчетомъ, строя діаграммы давленій распредѣлительнаго механизма, какъ сейчасъ объяснено; примѣры такихъ діаграммъ имѣются въ технической литературѣ, почему я и ограничусь лишь ссылкой на нихъ [40]).

Теперь переходимъ къ вычисленію момента инерціи инерціонной массы въ видѣ колеса, въ инерціонныхъ регуляторахъ II класса.

Пусть степень неравномѣрности маховика равна δ_s; тогда наибольшее возрастаніе скорости будетъ

$$\omega_s = \omega_{\max} - \omega_{\min} = \omega \cdot \delta_s. \qquad (339)$$

Принимая, съ достаточною для нашей цѣли точностью, кривую тангенціальныхъ усилій маховика за синусоиду, увидимъ, что она даетъ въ теченіе одного оборота вала два полныхъ колебанія. Время одного полнаго колебанія равно

$$\frac{T}{2} = T_h,$$

а время ускоренія, какъ и въ предыдущемъ случаѣ, равно

$$t = \frac{T_h}{2} = \frac{\pi}{2\omega}. \qquad (334)$$

Такимъ образомъ угловое ускореніе, происходящее отъ степени неравномѣрности маховика δ_s, будетъ

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_s}{t} = \frac{\omega\delta_s}{t} = \frac{2\delta_s\,\omega^2}{\pi}. \qquad (340)$$

При этомъ угловомъ ускореніи инерціонная масса дастъ статическій моментъ относительно оси вала

$$l_i = \frac{d\omega}{dt} J_i = \frac{2\delta_s\,\omega^2}{\pi} J_i, \qquad (341)$$

гдѣ J_i — по прежнему моментъ инерціи инерціонной массы относительно оси вала. Этотъ моментъ дастъ на плечѣ R (фиг. 70) силу P_i, зависящую отъ конструкціи и размѣровъ регулятора и легко находимую изъ его чертежа. Имѣемъ

$$l_i = k_i P_i R = \frac{2\delta_s\,\omega^2}{\pi} J_i,$$

откуда

$$P_i = \frac{2}{k_i \cdot \pi} \frac{J_i}{R} \delta_s \cdot \omega^2, \qquad (342)$$

гдѣ коэф. k_i зависитъ отъ конструкціи и размѣровъ регулятора.

По прежнему вводя коэффиціентъ j для отношенія между перестановочными силами, развиваемыми въ одной и той же точкѣ инерціонной массой и центробѣжнымъ грузомъ, получимъ

$$P_i = j \cdot P_g \text{ или } P_i R = j \cdot P_g \cdot R,$$

откуда

$$J_i = \frac{k_i \cdot j \cdot P_g \cdot \pi R}{2\delta_s \cdot \omega^2}. \qquad (343)$$

Если энергичность регулятора въ среднемъ положеніи равна E, то при степени неравномѣрности δ_s разовьется перестановочная сила P_g отъ дѣйствія центробѣжнаго груза, равная на основаніи ф-лы 11

$$P_g = \delta_s E. \qquad (344)$$

Окончательно

$$J_i = \frac{k_i\, j\, .\, \delta_s\, .\, E\, .\, \pi R}{2\delta_s\, .\, \omega^2} = j \cdot k_i\, \frac{E\pi R}{2\omega^2} \cdot \quad (345)$$

Слѣдовательно, моментъ инерціи инерціонной массы въ плоскихъ инерціонныхъ регуляторахъ II класса долженъ быть прямо пропорціоналенъ энергичности E и радіусу качанія R центра эксцентрика и обратно пропорціоналенъ квадрату угловой скорости вращенія.

До сихъ поръ мы принимали во вниманіе лишь силы инерціи поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, какъ главнѣйшія возмущающія силы, дѣйствующія на плоскій регуляторъ. Теперь докажемъ, что выведенныя нами основныя ф-лы для наименьшаго періода собственныхъ колебаній вращающагося плоскаго регулятора и его критической угловой скорости (ф-лы 241 и 237), не измѣнятся, если, кромѣ силъ инерціи, принять во вниманіе и сопротивленіе распредѣлительнаго механизма отъ постоянной силы тренія F.

Мы уже имѣли выраженіе момента постоянной силы тренія вокругъ оси качанія эксцентрика

$$L_8 = F\, .\, R\, .\, \sin(\beta - \alpha)\, . \quad (53)$$

Преобразуя, находимъ

$$L_8 = -F\, .\, R \cos\beta\, .\, \sin\alpha + FR \sin\beta\, .\, \cos\alpha\, .$$

Вводя обозначенія, аналогичныя тѣмъ, которыми мы пользовались при выводѣ общаго дифференціальнаго ур-ія вынужденныхъ колебаній (см. ф-лу 230), напишемъ

$$A = -F\, .\, R\, .\, \cos\beta = L' \cos\gamma, \quad (346)$$

$$B = F\, .\, R\, .\, \sin\beta = L' \sin\gamma, \quad (347)$$

$$\alpha = pt\, . \quad (348)$$

Отсюда

$$L_8 = A\, .\, \sin\alpha + B\, .\, \cos\alpha\, .$$

Далѣе

$$L' = \sqrt{A^2 + B^2} = FR, \quad (349)$$

$$tg\gamma = \frac{B}{A} = \frac{+\sin\beta}{-\cos\beta} = -tg\beta \text{ и } \gamma = \pi - \beta\, . \quad (350)$$

Отсюда

$$L_8 = L' \cos\gamma\, .\, \sin(pt) + L' \sin\gamma\, .\, \cos(pt) = L' \sin(pt + \gamma) = FR \sin(pt + \gamma) = F\, .\, R\, .\, \sin(\omega t + \gamma), \quad (351)$$

такъ какъ уголъ поворота α, очевидно,

$$\alpha = \omega t = pt,$$

и періодъ возмущающаго момента L_8 равенъ

$$T_1 = \frac{2\pi}{p} = \frac{2\pi}{\omega} = 2T_h\, . \quad (352)$$

Такимъ образомъ, мы получаемъ два вынужденныхъ колебанія: одно отъ силъ инерціи распредѣлительнаго механизма, съ періодомъ $T = T_h$, другое отъ силъ тренія распредѣлительнаго механизма, съ періодомъ $T_1 = 2T_h$.

Какъ извѣстно изъ теоріи колебаній, въ этомъ случаѣ получатся біенія, или пульсаціи, періодъ которыхъ будетъ

$$T_s = \frac{1}{2}\, \frac{T_1 T}{T_1 - T} = \frac{1}{2}\, \frac{2T_h\, .\, T_h}{2T_h - T_h} = T_h\, . \quad (353)$$

Слѣдовательно, въ данномъ случаѣ періодъ біеній будетъ вполнѣ совпадать съ періодомъ колебаній ($T_s = T_h$), производимыхъ силой инерціи частей распредѣлительнаго механизма, а потому ф-лы 237 и 241 останутся справедливыми и въ этомъ случаѣ.

Если же пренебрегать силами инерціи распредѣлительнаго механизма и принимать въ расчетъ лишь силы сопротивленія отъ постоянной силы тренія F, то, разумѣется, всѣ формулы примутъ нѣсколько иной видъ. Однако, слѣдуетъ замѣтить, что такой способъ расчета будетъ допустимымъ лишь въ медленно вращающихся плоскихъ регуляторахъ, въ которыхъ приняты мѣры къ уравновѣшенію силъ инерціи распредѣлительнаго механизма, какъ было объяснено выше (см. § 3 главы III), и когда имѣются надежныя данныя для выбора коэффиціента тренія.

Въ этомъ случаѣ велина q — отношеніе періода собственныхъ колебаній регулятора T къ періоду возмущающаго момента T_1 будетъ на основаніи ф-лъ 208 и 231

$$q = \frac{T}{T_1} = \frac{2\pi\sqrt{J_k}\, .\, \omega}{n_o\, 2\pi} = \frac{\omega\sqrt{J_k}}{n_o} = \frac{\omega\sqrt{J_k}}{\sqrt{kr_o^2 - J_k\, .\, \mu\omega^2\, \frac{a\cos\alpha}{R_o}}}\, . \quad (354)$$

Резонансъ наступитъ при $q = 1$, откуда критическая угловая скорость вращенія регулятора

$$\omega_k = \sqrt{\frac{kr_o^2}{J_k\left(1 + \mu\, \frac{a\cos\alpha}{R_o}\right)}} \quad (355)$$

и періодъ собственныхъ колебаній регулятора долженъ удовлетворять ур-ію (см. ф-лу 241)

$$q = \frac{T}{T_1} \geqq 1{,}5, \text{ откуда } \underline{T \geqq 3T_h}. \qquad (356)$$

Слѣдовательно, періодъ собственныхъ колебаній плоскаго регулятора въ этомъ случаѣ долженъ быть вдвое больше.

Посмотримъ, какъ измѣняются въ этомъ случаѣ основныя ф-лы для полной работоспособности регулятора и для момента инерціи его приведенной массы.

Пользуясь фиг. 79, находимъ дифференціалъ работы для угла поворота $d\alpha$

$$dR_8 = F\,[r \cdot \cos\alpha - r \cdot \cos(\alpha + d\alpha)]$$

или

$$dR_8 = F \cdot r\,[\cos\alpha - \cos\alpha + \sin\alpha \cdot d\alpha] = F \cdot r \cdot \sin\alpha \cdot d\alpha, \qquad (357)$$

принимая, какъ и прежде,

$$\cos(d\alpha) = 1 \text{ и } \sin(d\alpha) = d\alpha .$$

Работа силъ сопротивленія за полуоборотъ

$$R_8 = \int_0^{\pi} Fr \cdot \sin\alpha \cdot d\alpha = 2Fr, \qquad (358)$$

какъ и слѣдовало ожидать.

Работа эта измѣняется по синусоидѣ, что видно изъ ф-лы 357, но мы замѣнимъ часть ея параболой и воспользуемся той же фигурой 80. Примемъ теперь основаніе $AB = 2F$,

высоту прямоугольника $AC = r$,

тогда, на основаніи предыдущаго, получимъ

$$y = \frac{3}{10}\overline{AB} = \frac{3}{10}\,2F = \frac{3F}{5}$$

и

$$\overline{EG} = \frac{1}{2}\overline{AC} = \frac{r}{2} .$$

Отсюда находимъ площадь KNE, выражающую избыточную работу,

$$R_i = 2\,\frac{2}{3}\,\frac{3}{5}\,F\,\frac{r}{2} = \frac{2Fr}{5} . \qquad (359)$$

Аналогично съ ф-лой 328 и слѣдующей, пишемъ выраженіе для угла качанія φ_i, производимаго дѣйствіемъ силы тренія F,

$$E\varphi_1 R = E\lambda\Phi R = \lambda \cdot A = R_i = \frac{2}{5}Fr ,$$

согласно сейчасъ найденному. Отсюда

$$\underline{A = \frac{2}{5}\,\frac{Fr}{\lambda} = \frac{2}{5}\,\frac{Fr\delta}{\delta_g}}, \qquad (360)$$

совершенно аналогично ф-лѣ 329. Слѣдовательно, въ этомъ случаѣ полная работоспособность плоскаго регулятора должна быть прямо пропорціональна силѣ сопротивленія распредѣлительнаго механизма F, эксцентриситету r и обратно пропорціонально коэффиціенту динамической неравномѣрности λ.

Теперь найдемъ для этого же случая необходимый моментъ инерціи приведенной массы качающихся частей плоскаго регулятора относительно оси качанія эксцентрика. Моментъ силы сопротивленія F вокругъ этой оси

$$L_8 = F \cdot R \cdot \sin(\beta - \alpha). \qquad (53)$$

Очевидно, L_8 будетъ max при

$$\sin(\beta - \alpha) = +1$$

или

$$L_{max} = FR; \qquad (361)$$

min L_8 при

$$\sin(\beta - \alpha) = -1$$

или

$$L_{min} = -FR . \qquad (362)$$

На основаніи тѣхъ же соображеній, которыми мы пользовались при выводѣ ф-лы 333, вычисляемъ нужный намъ избыточный моментъ L_i

$$L_i = \frac{L_{max} - L_{min}}{2} = FR \qquad (363)$$

и періодъ его, на основаніи ф-лы 352,

$$T_1 = 2T_h .$$

Аналогично предыдущему изслѣдованію (ф-лы 334 и 336), имѣемъ: періодъ наростанія момента или періодъ ускоренія

$$t = \frac{T_1}{2} = T_h = \frac{\pi}{\omega} ;$$

средній избыточный моментъ

$$L_{ср} = \frac{L_i}{2} = \frac{FR}{2}.$$

Отсюда получаемъ

$$\frac{L_i}{2} = J_e \frac{d^2\varphi}{dt^2},$$

гдѣ по прежнему

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{2\varphi_i}{t^2} = \frac{2\lambda\Phi}{t^2} = \frac{2\lambda\Phi\omega^2}{\pi^2}. \qquad (364)$$

Окончательно находимъ

$$\underline{J_e} = \frac{L_i}{2\frac{d^2\varphi}{dt^2}} = \frac{FR\pi^2}{2 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot \Phi\omega^2} = \underline{\frac{\pi^2}{4} \frac{FR}{\omega^2\lambda\Phi}}. \qquad (365)$$

Моментъ инерціи J_k по прежнему дается ф-лой

$$J_k = J_e \left(\frac{r_1}{R_1}\right)^2. \qquad (338)$$

Слѣдовательно, моментъ инерціи J_e долженъ быть прямо пропорціоналенъ силѣ сопротивленія F и радіусу качанія центра эксцентрика R и обратно пропорціоналенъ квадрату угловой скорости ω, полному углу качанія эксцентрика Φ и коэффиціенту динамической неравномѣрности λ.

Наконецъ замѣтимъ, что въ плоскихъ регуляторахъ съ прямолинейно-движущимися массами, центробѣжная сила которыхъ прямо воспринимается радіально расположенной пружиной, какъ въ регуляторахъ Strnad'a (фиг. 19), — періодъ собственныхъ колебаній находящагося въ покоѣ регулятора будетъ

$$T_1 = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}}. \qquad (175)$$

Для вращающагося съ угловою скоростью ω плоскаго регулятора этого типа полагаемъ въ ф-лѣ 208:

$$\alpha = 0,\ \cos\alpha = 1,\ \mu = 1,\ J_k = m \cdot R_0^2,$$

гдѣ $R_0 = r_0 = a$, и получаемъ

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k - m\omega^2}}. \qquad (366)$$

Соотвѣтственно упростились бы и всѣ остальныя формулы, но на подробномъ изслѣдованіи этихъ упрощенныхъ формулъ останавливаться не будемъ, такъ какъ подобнаго типа плоскіе регуляторы встрѣчаются сравнительно рѣдко и не представляютъ достаточнаго интереса ни съ теоретической, ни съ практической точки зрѣнія. Формулы эти приведены въ § 2 главы V, при расчетѣ примѣра III-го.

Выведемъ еще зависимость между требуемой отъ плоскаго регулятора перестановочной силой P и массой его центробѣжнаго груза, а затѣмъ изслѣдуемъ, какой плоскій регуляторъ выгоднѣе: имѣющій центробѣжный грузъ массы m на плечѣ R_0, или центробѣжный грузъ массы $\frac{m}{2}$ на плечѣ $2R_0$.

Пишемъ статическое условіе равновѣсія между моментомъ центробѣжной силы груза и моментомъ натяженія пружины, оба—вокругъ оси качанія грузового рычага:

$$m\omega^2 \cdot a \cdot b = S \cdot r_0,$$

гдѣ b — нормаль изъ точки G на линію OC.

Изъ фиг. 70 имѣемъ

$$a \cdot b = R_0 H,$$

откуда

$$m\omega^2 R_0 H = S \cdot r_0. \qquad (367),$$

При измѣненіи угловой скорости вращенія въ предѣлахъ нечувствительности регулятора, онъ не тронется съ мѣста, слѣдовательно геометрическія величины останутся безъ измѣненія, добавится лишь приложенная въ центрѣ эксцентрика перестановочная сила P. Моментъ этой силы относительно оси качанія грузового рычага C будетъ очевидно (фиг. 70)

$$P \frac{R}{R_1} r_1.$$

Скорость вращенія измѣнится въ $\omega + \frac{\varepsilon}{2}\omega$,

откуда

$$\left(\omega + \frac{\varepsilon}{2}\omega\right)^2 = \omega^2\left(1 + \frac{\varepsilon}{2}\right)^2 = \omega^2(1 + \varepsilon),$$

пренебрегая малой величиной 2-го порядка $\frac{\varepsilon^2}{4}$.

Теперь ур-іе равновѣсія напишется такъ

$$m\omega^2(1+\varepsilon)R_0 H - P\frac{R}{R_1} r_1 = S \cdot r_0. \qquad (368)$$

Вычитая ур-іе 367 изъ ур-ія 368, получимъ

$$m\omega^2 \varepsilon R_0 H = P\frac{R}{R_1} r_1,$$

откуда

$$m = \frac{P}{\varepsilon}\frac{1}{\omega^2}\frac{Rr_1}{R_1 R_0 H}. \qquad (369)$$

Формула 369 даетъ величину массы центробѣжнаго груза G, необходимую для полученія данной перестановочной силы P, при данной угловой скорости вращенія ω и степени нечувствительности ε.

Нетрудно видѣть, что

$$m_e = m\frac{R_0 R_1}{Rr_1} \qquad (370)$$

представляетъ собой массу центробѣжнаго груза m, статически приведенную къ центру эксцентрика. Изъ 369 и 370 получаемъ

$$P = m_e \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot H. \qquad (371)$$

Слѣдовательно, перестановочная сила плоскаго регулятора P прямо пропорціональна степени нечувствительности ε, массѣ центробѣжнаго груза m_e, *статически* приведенной къ центру эксцентрика, квадрату угловой скорости ω и величинѣ нормали H, опущенной изъ центра вала на направленіе грузового рычага.

Отсюда видно, что со статической точки зрѣнія оба плоскихъ регулятора: одинъ съ массой m на плечѣ R_0 и другой — съ массой $\frac{m}{2}$ на плечѣ $2R_0$, — равноцѣнны, такъ какъ оба даютъ одинаковую статически приведенную массу m_e и, слѣдовательно, развиваютъ, при прочихъ одинаковыхъ условіяхъ, одинаковую перестановочную силу P.

Посмотримъ теперь, какъ обстоитъ дѣло съ динамической точки зрѣнія.

Мы уже имѣли

$$J_e = \frac{\pi^2}{32}\frac{m_2 r R}{\lambda \Phi}, \qquad (337)$$

гдѣ

$$\lambda = \frac{\delta_g}{\delta}. \qquad (328)$$

Отсюда

$$\delta_g = \delta\frac{\pi^2}{32}\frac{m_2 r R}{J_e \Phi}.$$

Принимая, на основаніи ур-ія 338,

$$J_e = J_k\frac{R_1^2}{r_1^2} = \frac{mR_0^2R_1^2}{r_1^2},$$

получимъ

$$\delta_g = \delta\frac{\pi^2}{32}\frac{m_2}{m}\frac{Rr\,r_1^2}{R_0^2 R_1^2 \Phi}. \qquad (372)$$

Слѣдовательно, динамическая степень неравномѣрности δ_g прямо пропорціональна статической степени неравномѣрности δ, массѣ поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма m_2, эксцентриситету эксцентрика r, квадрату отношенія $\frac{r_1}{R_1}$ и обратно пропорціональна первой степени отъ массы центробѣжнаго груза m, квадрату плеча R_0 и полному углу размаха Φ.

Отсюда слѣдуетъ, что съ динамической точки зрѣнія выгоднѣе помѣстить массу $\frac{m}{2}$ на плечѣ $2R_0$, чѣмъ массу m на плечѣ R_0.

Кромѣ того, вслѣдствіе общаго уменьшенія вѣса частей и натяженія пружины, при этомъ уменьшается собственная степень нечувствительности регулятора ε_r (см. ф-лу 12), вслѣдствіе уменьшенія давленія на цапфы. Однако предѣлъ увеличенію плеча R_0 кладется конструктивными соображеніями, въ особенности при клапанныхъ распредѣленіяхъ, когда плоскій регуляторъ располагается въ ограниченномъ пространствѣ на распредѣлительномъ валикѣ, такъ какъ увеличеніе плеча R_0 грузового рычага влечетъ за собой увеличеніе діаметра плоскаго регулятора. Практика уже выработала конструктивные типы плоскихъ регуляторовъ, болѣе или менѣе удовлетворяющихъ своему назначенію. Послѣ всего сказаннаго, въ особенности — въ главахъ третьей и четвертой, практическая оцѣнка плоскихъ регуляторовъ не должна представить затрудненій [41]).

Выведенныя въ этой главѣ ф-лы 329—345 даютъ возможность опредѣлить путемъ расчета тѣ основныя величины плоскаго регулятора — его работоспособность, моментъ инерціи приведенныхъ массъ, вѣсъ центробѣжнаго груза и т. д., — которыя до сихъ поръ выбираются на практикѣ эмпирически. Ф-лы 208—242, 355—366, а равно ниже приводимыя ф-лы 385—386, даютъ возможность легко и быстро провѣритъ динамическія качества спроектированнаго плоскаго регулятора, какъ мы сейчасъ увидимъ на примѣрахъ.

V. ПРОЕКТИРОВАНІЕ ПЛОСКИХЪ РЕГУЛЯТОРОВЪ.

§ 1. Основные пріемы проектированія.

Проектируя плоскій регуляторъ опредѣленной конструкціи, прежде всего задаемся діаметромъ колеса регулятора и, въ зависимости отъ послѣдняго, выбираемъ положеніе постоянныхъ точекъ: цапфы C качанія грузового рычага и цапфы A качанія эксцентрика (фиг. 70), послѣ чего можемъ приступить къ теоретическому расчету, на основаніи выведенныхъ въ главахъ III и IV формулъ. Нѣсколько ниже даны указанія относительно выбора діаметра колеса.

Уголъ качанія эксцентрика опредѣляется изъ условій распредѣленія, для полученія требуемаго эксцентриситета и угла опереженія при наибольшемъ и наименьшемъ наполненіяхъ. Уголъ качанія эксцентрика зависитъ отъ конструкціи регулятора; въ регуляторахъ Buckeye онъ обычно около 90°, въ регуляторахъ Williams'a—около 6°. Уголъ качанія грузового рычага обычно заключается въ болѣе тѣсныхъ предѣлахъ, примѣрно отъ 25° до 30°, и долженъ соотвѣтствовать требуемому углу качанія эксцентрика. Отсюда, при выбранномъ расположеніи частей регулятора, получается рабочее удлиненіе пружины f_r.

При выборѣ кривой вершинъ слѣдуетъ руководиться сказаннымъ въ § 2 главы II, а при выборѣ періодовъ распредѣленія—указаніями соотвѣтствующихъ курсовъ паровыхъ или газовыхъ двигателей. Въ слѣдующемъ параграфѣ разобраны три простыхъ примѣра кривой вершинъ; болѣе сложные случаи кривой вершинъ детально изслѣдованы въ указанной подъ № 11 книгѣ.

Теперь вычисляемъ требуемую работоспособность регулятора A по формулѣ, уже примѣненной нами ранѣе

$$R_i = \lambda \cdot A, \qquad (373)$$

гдѣ R_i —избыточная работа, передающаяся на плоскій регуляторъ отъ распредѣлительнаго механизма, λ — коэф. динамической неравномѣрности (см. ф-лу 328). Если машина съ золотниковымъ распредѣленіемъ, то получается ф-ла 329

$$A = \frac{m_2 r^2 \omega^2}{10\lambda}, \qquad (329)$$

гдѣ избыточная работа силъ инерціи распредѣлительнаго механизма равна

$$R_i = \frac{1}{10} m_2 r^2 \omega^2. \qquad (327)$$

Въ клапанныхъ машинахъ лучше всего, при проектированіи клапаннаго механизма, вычертить діаграмму усилій, передающихся на эксцентриковую тягу, и опредѣлить R_i изъ этой діаграммы.

Какъ было уже указано при выводѣ ф-лы 360, расчетъ по ф-лѣ 329 надежнѣе расчета по ф-лѣ 360

$$A = \frac{2}{5} \frac{Fr}{\lambda}, \qquad (360)$$

такъ какъ сопротивленіе F по оси эксцентриковой тяги не можетъ быть опредѣлено съ большою точностью въ золотниковыхъ машинахъ, вслѣдствіе сильныхъ колебаній въ коэффиціентѣ тренія μ и въ давленіи пружинящихъ колецъ на стѣнки золотниковой коробки. Коэффиціентъ тренія μ на практикѣ колеблется въ широкихъ предѣлахъ, именно

$$\mu = 0{,}03 - 0{,}20,$$

а давленіе пружинящихъ колецъ на стѣнки можетъ колебаться отъ давленія, соотвѣтствующаго собственной силѣ упругости кольца, до полнаго давленія свѣжаго пара, который можетъ проникать подъ кольцо и нажимать его на стѣнки, т. е. примѣрно

$$P = 0{,}2 - 10 \text{ клг./см.}^2$$

При клапанныхъ механизмахъ сила по эксцентриковой тягѣ, передающаяся на плоскій регуляторъ, можетъ быть опредѣлена съ достаточною точностью, когда извѣстны массы ускоряемыхъ частей и величины ускореній; послѣднія могутъ здѣсь достигать значительной величины (80 мет. сек.$^{-2}$ и болѣе). Кромѣ того, надо принять во вниманіе давленіе клапанныхъ пружинъ F. При приближенномъ подсчетѣ давленіе клапанной пружины F_1 можно принимать [12]) для закрытаго клапана равнымъ

$$F_1 = {}^1/_{15} D,$$

а для открытаго

$$F_2 = (1{,}2 - 2)F_1,$$

гдѣ D —діаметръ цилиндра въ мм., а F_1 и F_2 въ клг. *).

Такимъ образомъ, величина избыточной работы R_i, воспринимаемой плоскимъ регуляторомъ, всегда можетъ быть опредѣлена съ достаточною точностью.

Что касается величины коэффиціента динамической неравномѣрности λ

$$\lambda = \frac{\delta_g}{\delta}, \qquad (328)$$

*) Вообще сила клапанной пружины опредѣляется по требуемому ускоренію клапана и массѣ ускоряемыхъ частей (см. напр. K. Esselborn, Lehrbuch des Maschinenbaues, Bd. I, Leipzig, 1911).

то, на основаніи большого числа подсчетовъ, произведенныхъ мною для дѣйствительно работающихъ плоскихъ регуляторовъ,—величина λ колеблется въ предѣлахъ

$$\lambda = 0{,}01 - 0{,}04, \tag{374}$$

чаще всего можно брать

$$\lambda = 0{,}02 - 0{,}03. \tag{375}$$

Вообще чѣмъ меньше машина и чѣмъ больше число оборотовъ, тѣмъ меньше нужно брать λ въ указанныхъ предѣлахъ.

Въ инерціонныхъ регуляторахъ можно брать болѣе высокія значенія λ, чѣмъ въ обыкновенныхъ плоскихъ регуляторахъ, доходя до $\lambda = 0{,}04$. Въ одномъ плохо работавшемъ плоскомъ регуляторѣ величина λ по подсчету оказалась равной 0,1, въ другомъ—0,13.

Вычисливъ по ф-лѣ 373 работоспособность регулятора A и зная изъ чертежа рабочее удлиненіе пружины f_r, находимъ силу натяженія S пружины въ среднемъ положеніи регулятора изъ

$$A = S \cdot fr. \tag{376}$$

Теперь вычисляемъ величину центробѣжнаго груза G, развивающаго при данной угловой скорости вращенія центробѣжную силу, уравновѣшивающую натяженіе пружины, по

$$\frac{G}{g}\omega^2 ab = S \cdot h, \tag{113}$$

гдѣ величины a, b и h находимъ изъ чертежа. Здѣсь a —постоянное разстояніе отъ центра вала O до центра цапфы качанія C грузового рычага, b —нормаль изъ центра тяжести груза G на линію OC, h —плечо натяженія пружины относительно цапфы C.

При прямолинейномъ перемѣщеніи груза G получаемъ

$$\frac{G}{g}\omega^2 r = S, \tag{377}$$

гдѣ r радіусъ вращенія груза G.

Зная вѣсъ центробѣжнаго груза G, опредѣляемъ моментъ инерціи J_k относительно оси качанія C, а затѣмъ и относительно оси качанія эксцентрика—J_e, по ф-лѣ 338

$$J_e = J_k \left(\frac{R_1}{r_1}\right)^2. \tag{338}$$

Теперь провѣряемъ по ф-лѣ 337, обладаетъ ли регуляторъ достаточнымъ моментомъ инерціи

$$\lambda = \frac{\pi^2}{32}\frac{m_e r R}{J_e \Phi}, \tag{337}$$

такъ какъ для спокойной работы плоскій регуляторъ долженъ обладать достаточною работоспособностью и достаточнымъ моментомъ инерціи приведенныхъ массъ (см. выводъ ф-лъ 329 и 337).

Замѣтимъ, что въ тѣхъ регуляторахъ, въ которыхъ радіусъ качанія R_0 груза G значительно меньше радіуса-вектора r_1 точки прикрѣпленія шатунчика, какъ напр. въ регуляторѣ Buckeye (фиг. 7), повѣрка по ф-лѣ 337 можетъ дать слишкомъ малое значеніе для коэффиціента динамической неравномѣрности λ. Поэтому, въ такихъ плоскихъ регуляторахъ, гдѣ $R_0 < r_1$, лучше начинать съ опредѣленія не работоспособности A, а момента инерціи J_e по ф-лѣ 337, задавшись величиной λ. Опредѣливъ J_k, легко находимъ G, а затѣмъ требуемое натяженіе пружины по ф-лѣ 113

$$\frac{G}{g}\omega^2 ab = Sh \tag{113}$$

и работоспособность регулятора A по

$$A = S \cdot f_r. \tag{376}$$

Зная A, провѣряемъ величину λ по ф-лѣ 329

$$\lambda = \frac{m_2 r^2 \omega^2}{10A}. \tag{329}$$

Наконецъ, если проектируется регуляторъ I группы, съ однимъ грузомъ, то расчетъ слѣдуетъ начать съ опредѣленія вѣса центробѣжнаго груза, уравновѣшивающаго, при принятомъ расположеніи частей, силы тяжести внутри самого регулятора. Зная G, находимъ натяженіе пружины S, совершенно, какъ въ предыдущемъ случаѣ, и провѣряемъ величину коэффиціента динамической неравномѣрности λ по ф-ламъ 329 и 337. Разумѣется, въ случаѣ надобности, повторяемъ расчетъ при измѣненныхъ данныхъ; результатъ расчета покажетъ, какія величины и въ какую сторону надо измѣнить при данной конструкціи плоскаго регулятора.

Теперь опредѣляемъ энергичность регулятора E, приведенную къ центру эксцентрика, изъ (см. фиг. 70)

$$E = S\frac{r_0 R_1}{r_1 R}. \tag{378}$$

Зная размѣры регулятора, по натяженію пружины S и центробѣжнымъ силамъ отдѣльныхъ частей его, находимъ силу P_r сопротивленія перестановки регулятора, а слѣдовательно и его собственную степень нечувствительности ε_r изъ

$$\varepsilon_r = \frac{P_r}{E}, \tag{11}$$

а по сопротивленію механизма распредѣленія P_m находимъ степень нечувствительности ε_m

$$\varepsilon_m = \frac{P_m}{E} \qquad (11)$$

и полную степень нечувствительности ε

$$\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_m. \qquad (12)$$

Если задана полная степень неравномѣрности Δ, то отсюда находимъ теоретическую степень неравномѣрности регулятора δ

$$\delta = \Delta - \varepsilon, \qquad (9)$$

которую и кладемъ въ основаніе дальнѣйшаго расчета.

Зная Δ, δ и ε, можемъ опредѣлить степень измѣненія скорости машины K, при данномъ измѣненіи нагрузки на m-ую часть нормальной, изъ ф-лы 308

$$K = \frac{\varepsilon}{2} + m\delta. \qquad (308)$$

Обычныя практическія величины для δ

$$\delta = 0{,}02 - 0{,}08, \qquad (379)$$

а для ε около

$$\varepsilon \leq \delta \qquad (380)$$

(см. § 1 главы III).

Если проектируется инерціонный регуляторъ, то для него можно брать $\delta = 0$, т. е. проектировать изохронный регуляторъ, хотя для безопасности часто берутъ и въ этомъ случаѣ $\delta > 0$.

Теперь всѣ основные размѣры плоскаго регулятора опредѣлены и переходимъ къ его детальному статическому расчету.

Пишемъ условія равновѣсія для трехъ его положеній, средняго и двухъ крайнихъ, при чемъ угловыя скорости въ крайнихъ положеніяхъ вычисляемъ по ф-лѣ 3

$$\omega'' = \omega\left(1 + \frac{\delta}{2}\right) \text{ и } \omega' = \omega\left(1 - \frac{\delta}{2}\right). \qquad (3)$$

Для того, чтобы въ крайнихъ положеніяхъ регулятора дѣйствительно получились ω'' и ω', опредѣляемыя ф-лой 3, необходимо, чтобы при соотвѣтственныхъ натяженіяхъ пружины S″ и S′, полученныхъ изъ ф-лы 113, масштабъ пружины k получался совершенно одинаковымъ для обѣихъ половинъ размаха грузового рычага, отъ положенія G′ при скорости ω' до положенія G при средней скорости ω и отъ этого послѣдняго—до положенія G″ при скорости ω'' (см. примѣръ I, § 2 главы V).

Легче всего удовлетворить требованію постоянства масштаба пружины соотвѣтственнымъ выборомъ плечъ натяженія h, для чего слѣдуетъ руководиться выводами § 6 главы III.

При точномъ статическомъ расчетѣ плоскаго регулятора принимаютъ во вниманіе всѣ тѣ факторы, вліяніе которыхъ было изслѣдовано въ §§ 2—6 главы III. Наименьшее значеніе обычно имѣетъ вліяніе центробѣжной силы витковъ пружины, которое можетъ быть вычислено по ф-ламъ 99—107, и треніе, опредѣляемое по ф-ламъ 53—77. Вліяніе силъ инерціи вращающихся и поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма, опредѣляемое ф-лами 21—23, можетъ быть довольно значительнымъ и его слѣдуетъ вводить въ расчетъ. Однако, если эксцентрикъ качается вокругъ центра вала, какъ въ регуляторѣ Buckeye, или вокругъ другого эксцентрика, заклиненнаго на валу, какъ въ регуляторѣ Proell'я,—то эти силы инерціи дадутъ лишь моментъ тренія (см. ф-лу 25), въ первомъ случаѣ—постоянный, во второмъ—перемѣнный, вслѣдствіе измѣненія величины эксцентриситета. Слѣдовательно, въ конструкціяхъ Buckeye, Proell'я и аналогичныхъ при статическомъ расчетѣ можно пренебречь силами инерціи частей распредѣлительнаго механизма и уравновѣшивать натяженіемъ пружины S лишь центробѣжныя силы груза G и пружины и силы тренія, согласно ф-ламъ 53—77 и 99—107.

Опредѣливъ изъ условій статическаго равновѣсія натяженія пружины S″ и S′ по ф-лѣ 113 и найдя по чертежу соотвѣтственныя удлиненія пружины f'' и f', вычисляемъ масштабъ пружины изъ

$$k = \frac{S'' - S}{f''} = \frac{S - S'}{f'}. \qquad (381)$$

По наибольшему натяженію пружины S″ и ея масштабу k находимъ всѣ размѣры пружины и провѣряемъ, помѣщается ли требуемая пружина въ имѣющемся пространствѣ. Задавшись діаметромъ витка D, находимъ по діаграммѣ (фиг. 57) толщину проволоки d и прогибъ f для одного витка и силы въ 1 клг.; число витковъ вычисляемъ по требуемому масштабу

$$n = \frac{1000}{kf}. \qquad (89)$$

Листовая или спиральная пружины расчитываются по ф-ламъ 90—93.

Всѣ спроектированныя сначала на глазъ части

регулятора, какъ то: рычаги, тяги, цапфы и т. п.,—слѣдуетъ теперь повѣрить на прочность, по силѣ пружины S″.

На этомъ и заканчивается статическій расчетъ плоскаго регулятора.

Если проектируется инерціонный регуляторъ, то моментъ инерціи J_i инерціонной массы можно вычислить по ф-лѣ 345

$$J_i = j \cdot k_i \frac{E\pi R}{2\omega^2} . \qquad (345)$$

Вообще моментъ инерціи J_i опредѣляется изъ того условія, чтобы при угловомъ ускореніи $\frac{d\omega}{dt}$, происходящемъ вслѣдствіе неравномѣрности маховика, инерціонная масса развивала въ извѣстной точкѣ, напр. въ центрѣ эксцентрика или въ центрѣ тяжести центробѣжнаго груза,—перестановочную силу P_i, равную (или нѣсколько меньшую) приведенной къ той же точкѣ силѣ сопротивленія F. Угловое ускореніе $\frac{d\omega}{dt}$, при данной степени неравномѣрности маховика δ_s, опредѣляется по ф-лѣ 340

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{2 \cdot \delta_s \omega^2}{\pi} . \qquad (340)$$

По окончаніи статическаго расчета плоскаго регулятора, основные размѣры котораго—работоспособность A и моментъ инерціи J_k были опредѣлены изъ динамическихъ соображеній,—слѣдуетъ еще произвести повѣрку динамическихъ качествъ регулятора по выведеннымъ въ §§ 2 и 4 главы IV формуламъ.

Періодъ собственныхъ колебаній опредѣляется по ф-лѣ 208

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_k}{kr_0^2 - J_k \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} \qquad (208)$$

и должно быть

$$T > 1{,}5\, T_h . \qquad (241)$$

Угловая критическая скорость ω_k, при которой наступаетъ резонансъ, по ф-лѣ 237 равна

$$\omega_k = \sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k \left(4 + \mu \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}\right)}} . \qquad (237)$$

Динамическое отклоненіе центра эксцентрика опредѣляемъ по динамическому отклоненію грузового рычага φ_1

$$\varphi_1 = s\varphi_s , \qquad (232)$$

найдя предварительно коэффиціентъ s по

$$s = \frac{1}{1 - \frac{4\omega^2 J_k}{kr_0^2 - J_k \cdot \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} \qquad (233)$$

и статическое отклоненіе φ_s, соотвѣтствующее возмущающему моменту напряженія L_k,

$$\varphi_s = \frac{L_k}{\frac{kr_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}} . \qquad (234)$$

Напряженіе возмущающаго момента L_k находимъ по ф-лѣ 229

$$L_k = \frac{m_\gamma r \omega^2 R r_1}{2 J_k R_1} . \qquad (229)$$

Собственныя колебанія регулятора возможны лишь до предѣльной угловой скорости ω, опредѣляемой ф-лой 209,

$$\omega = \sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k \cdot \mu \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} , \qquad (209)$$

а возможность затуханія вынужденныхъ колебаній, производимыхъ возмущающимъ моментомъ напряженія L_k, опредѣляется соблюденіемъ неравенства 236

$$s \cdot J_k \cdot L_k < L_R , \qquad (236)$$

гдѣ моментъ тренія L_R вокругъ цапфы C опредѣляется при статическомъ расчетѣ.

Послѣ такого расчета можно быть увѣреннымъ въ томъ, что спроектированный плоскій регуляторъ удовлетворяетъ какъ статическимъ, такъ и динамическимъ требованіямъ хорошаго регулированія.

Что касается устойчивости движенія машины, или связи между регуляторомъ и маховикомъ,—то, не входя въ подробное разсмотрѣніе этого вопроса, какъ выходящаго изъ предѣловъ настоящаго труда, замѣчу, что необходимое время разбѣга можетъ быть опредѣлено по ф-лѣ 299

$$\delta = k_0 \sqrt[3]{\frac{J_k \cdot \Phi_G}{M_m \cdot T_r^2}} , \qquad (299)$$

гдѣ всѣ величины извѣстны, кромѣ времени разбѣга T_r. Полученное T_r слѣдуетъ повѣрить по ф-лѣ 173

$$T_r > T_h , \qquad (173)$$

во избѣжаніе возможности разноса машины при внезапномъ снятіи нагрузки. Зная время разбѣга T_r, наибольшую мощность машины N_{max} и задавшись окружною скоростью v на ободѣ маховика, находимъ необходимый вѣсъ обода маховика изъ ф-лы 310

$$G = T_r \frac{g \cdot 75 \cdot N_{max}}{v^2} . \qquad (310)$$

Если сопротивленіе по оси эксцентриковой тяги точно извѣстно и число оборотовъ не очень велико (примѣрно до 150), то, взамѣнъ ф-лы 237, можно пользоваться ф-лой 355

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k \cdot r_0^2}{J_k \left(1 + \mu \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}\right)}} . \qquad (355)$$

Въ плоскихъ регуляторахъ съ прямолинейной перестановкой центробѣжнаго груза, взамѣнъ ф-лы 208, получаемъ ф-лу 366

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k - m\omega^2}} . \qquad (366)$$

Для лучшаго выясненія изложенной теоріи плоскихъ регуляторовъ, приводимъ три схематическихъ примѣрныхъ расчета плоскихъ регуляторовъ, по одному для каждой группы, соотвѣтственно нашей классификаціи (см. § 1 главы II). Всѣ три примѣра взяты изъ дѣйствительности, при чемъ первые два регулятора взяты изъ моей конструкторской практики, хотя они были проектированы и построены въ то время, когда формулы главъ III и IV еще не были мною выведены, вслѣдствіе чего при проектированіи этихъ регуляторовъ приходилось идти ощупью, основываясь на ранѣе построенныхъ однородныхъ регуляторахъ и довольствуясь опредѣленіемъ основныхъ размѣровъ по эмпирическимъ даннымъ. Для повѣрки динамическихъ качествъ не было никакихъ данныхъ и приходилось всецѣло полагаться на прецшествовавшій опытъ и на удачу.

D = 400	450	500	550	600	700	800	900	1000 мм.
B = 160	180	190	200	236	290	290	290	296 мм.
E = 12,5	22	47,5	86	134	252	492	675	900 клг.
A = 0,9	1,63	2,8	4,56	7,45	15,2	41,6	67,5	90 кгл. мет.

Здѣсь D обозначаетъ діаметръ кожуха регулятора, B—его ширину; E—энергичность въ клг., A—работоспособность въ клг. мет. Энергичность показана отнесенной къ плечу $r = 100$ мм. и для числа оборотовъ $n = 100$. Какъ извѣстно, энергичность измѣняется прямо пропорціонально квадрату числа оборотовъ и обратно пропорціонально плечу r.

Число оборотовъ плоскаго регулятора обычно въ предѣлахъ отъ 80 до 600, изрѣдка понижаясь до 60 и повышаясь до 1000 въ минуту.

Полная работоспособность плоскаго регулятора обычно колеблется отъ 1 до 500 *) клг. мет., въ то

Въ виду бѣдности литературы о плоскихъ регуляторахъ, привожу наиболѣе существенныя данныя изъ практики, могущія облегчить проектированіе плоскихъ регуляторовъ.

Діаметръ колеса регулятора D, сидящаго на главномъ валу машины, при золотниковомъ распредѣленіи обычно равенъ

$$D = (2 - 3)\,d , \qquad (382)$$

гдѣ d—діаметръ парового цилиндра. Въ клапанныхъ машинахъ плоскій регуляторъ большею частью сидитъ на распредѣлительномъ валикѣ и, вслѣдствіе ограниченности мѣста, обычно

$$D = 1{,}5d . \qquad (383)$$

Разстояніе распредѣлительнаго валика до оси цилиндра около $2{,}5d$.

Отношеніе діаметра колеса D къ діаметру вала колеблется отъ 4 до 8; первое отношеніе—при колесѣ, сидящемъ на главномъ валу машины, – второе — на вспомогательномъ.

Для регулятора Williams'a (фиг. 6) обычно берутъ:

діаметръ цилиндра d = 610 915 1220 1370 мм.
діаметръ колеса D = 1830 2240 2440 2800 мм.

Для регулятора Buckeye (фиг. 7) берутъ:

d = 220 280 330 380 500 720 мм.
D = 610 810 1020 1220 1370 1680 мм.

Для регулятора Ridgeway (фиг. 13) берутъ:

d = 220 280 330 380 430 480 585 660 мм.
D = 810 1010 1220 1420 1620 1830 2140 2440 мм.

Фирма De Temple Regulatorenbau-Gesellschaft, Leipzig, строящая плоскіе регуляторы типа Paul Müller (фиг. 20), безъ инерціонной массы, придерживается слѣдующихъ нормалей при построеніи своихъ плоскихъ регуляторовъ для клапанныхъ машинъ:

*) Построенный мною для упомянутой въ § 1 главы III машины (1420×1675 мм.) плоскій регуляторъ обладалъ работоспособностью въ 480 клг. мет.

время какъ центробѣжные регуляторы не строятся для работоспособности большей 125 клг. мет.

Для опредѣленія требуемой работоспособности регулятора Hall [15]) даетъ слѣдующее эмпирическое правило: на 1 кв. см. сѣченія парового окна требуется.

при поршневыхъ золотникахъ	$A = 5$	клг. см.
„ плоскихъ двойныхъ золотникахъ	„ $= 10$	„
„ простыхъ золотникахъ	„ $= 20$	„

Регулированіе машины считается весьма хорошимъ, если при немъ достигаются слѣдующіе результаты:

измѣненіе нагрузки на	25%	50%	75%	100%
„ скорости „	1,5%	3%	4%	5%
постоянная скорость достигается чрезъ секундъ	5	6	8	10
колебанія скорости при постоянной нагрузкѣ	0,25%	0,25%	0,25%	0,25%

При инерціонныхъ регуляторахъ можно достичь еще лучшихъ результатовъ. Такъ, въ локомобиляхъ Lanz'a, снабженныхъ регуляторомъ Lentz'a, опытныя тахограммы показали, что при внезапномъ измѣненіи нагрузки отъ нуля до нормальной регуляторъ устанавливалъ постоянную скорость чрезъ 1 секунду, а при моментальной полной разгрузкѣ отъ наибольшей до нуля—чрезъ 8 сек.

Теперь переходимъ къ примѣрамъ расчета, основаннаго на вышеизложенной теоріи плоскихъ регуляторовъ.

§ 2. Примѣры расчета плоскихъ регуляторовъ.

Примѣръ 1: Расчетъ регулятора I группы.

Требуется спроектировать плоскій регуляторъ системы Williams'a для горизонтальной машины 710×760 мм., при $n = 160$; полная степень неравномѣрности $\Delta = 0{,}06$ *).

Машина снабжена простымъ цилиндрическимъ золотникомъ, для котораго получено изъ діаграммы Цейнера, построенной для наибольшаго наполненія въ 75%:

наибольшій ходъ золотника 165 мм.,
наружная (впускная) перекрыша 38 мм.

Діаметръ вала, на которомъ сидитъ колесо регулятора, равенъ $d' = 356$ мм.

*) См. фиг. 27 въ § 2 главы II и фиг. 6, представляющую конструктивный чертежъ этого регулятора. Нѣкоторыя детали плоскихъ регуляторовъ имѣются въ книгахъ, указанныхъ подъ №№ 2, 5, 8, 31, 33 и 40.

Изъ заданія слѣдуетъ, что наибольшій эксцентриситетъ

$$r_{max} = \frac{165}{2} = 82{,}5 \text{ мм.},$$

а наименьшій, во избѣжаніе возможности разноса, долженъ быть

$$r_{min} = 38 - 1 = 37 \text{ мм.}$$

Прежде всего задаемся діаметромъ колеса и выбираемъ основные размѣры регулятора (фиг. 81).

Діаметръ колеса $D = 5d' = 5 \times 356 = 1780$ мм.; по діаметру парового цилиндра $D = (2-3)\,d = (2-3)\,710 = 1420 - 2130$ мм. Окончательно выбираемъ $D = 1830$ мм. и назначаемъ (фиг. 81):

$$OA \cong 0{,}4 \,.\, D \cong 0{,}4 \,.\, 1830 = 710 \text{ мм.};$$
$$R_1 \cong 0{,}66\, D \cong 0{,}66 \,.\, 1830 = 1230 \text{ мм.}$$

Чертимъ вокругъ центра вала окружности радіусовъ $r_{min.} = 37$ мм. и $r_{max.} = 82{,}5$ мм. Центръ эксцентрика для крайняго внѣшняго положенія груза G″ долженъ лежать въ E″. Описавъ изъ центра цапфы A дугу радіусомъ $R = OA + r_{min} = 710 + 37 = 747$ мм., находимъ положеніе центра эксцентрика для наибольшаго наполненія въ E′, на пересѣченіи окружностей радіусовъ R и r_{max}. Получается уголъ качанія эксцентрика $\Phi^\circ = 6^\circ$

или въ радіальной мѣрѣ $\Phi = \Phi^0 \frac{\pi}{180} = 6 \frac{3{,}14}{180} = 0{,}105$.

Раздѣливъ этотъ уголъ Φ° пополамъ, находимъ направленіе AE для средняго положенія регулятора, и центръ эксцентрика въ E, что даетъ $r = 53{,}5$ мм. для средняго положенія.

Выбравъ положеніе цапфы C грузового рычага, проводимъ $CG \parallel AE$, на основаніи ф-лы 51, такъ какъ регуляторъ Williams'a долженъ быть уравновѣшенъ относительно силъ тяжести. Выбираемъ положеніе цапфы L такъ, чтобы рычагъ CL не ударилъ въ ободъ колеса при крайнемъ положеніи регулятора. Положеніе постоянной точки N укрѣпленія пружины выбираемъ на ободѣ колеса.

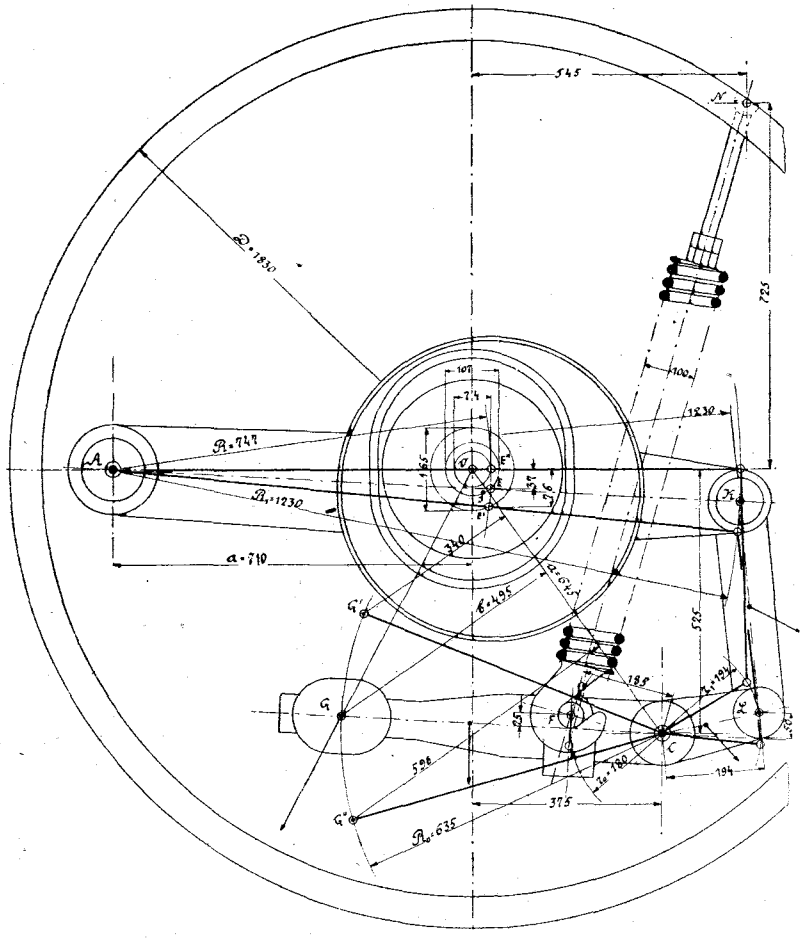
Проектируемъ теперь эксцентрикъ и части распредѣлительнаго механизма и находимъ ихъ вѣса и центры тяжести по общеизвѣстнымъ правиламъ. Получаемъ;

вѣсъ золотника	78	клг.
„ золотниковаго стержня	25	„
„ соединительной тяги	16	„
„ ползунка и цапфъ	21	„
„ половины эксцентриковой тяги .	14	„
„ (приведенный) части балансира .	30	„
Общій вѣсъ поступательно движущихся частей G_2	184	клг.

Вѣсъ эксцентрика—129 клг., центръ тяжести въ точкѣ S, показанной на чертежѣ зачерненной, на 635 мм. направо отъ цапфы A и на 9 мм. ниже центра эксцентрика E. Вѣсъ эксцентриковаго хомута—90 клг., центръ тяжести—въ E; тамъ же принимается и центръ тяжести половины вѣса эксцентриковой тяги—14 клг. Вѣсъ вращающихся частей распредѣлительнаго механизма, статически приведенный къ центру эксцентрика, будетъ

$$G_1 = \frac{129 \cdot 635}{747} + 90 + 14 = 214 \text{ клг.}$$

Проектируя цапфы K и L и тягу KL, находимъ ихъ вѣса и центры тяжести. Теперь опредѣляемъ моменты силъ тяжести вокругъ цапфы C грузового рычага, дѣйствующіе по часовой стрѣлкѣ:



Фиг. 81.

Моментъ отъ вѣса вращающихся частей $214 \cdot \frac{747}{1230} \cdot 194 = 25220$ клг. мм.

„ „ „ тяги KL и цапфъ K и L . . . . . $(7{,}5+5{,}5) \cdot 194 = 2520$ „

„ „ „ рычага CL . . . . $10 \cdot 89 = 890$ „

Полный моментъ по часовой стрѣлкѣ $L_1 = 28630$ клг. мм.

Уравновѣшеніе силъ тяжести производимъ для средняго положенія регулятора, показаннаго на фиг. 81 полными очертаніями частей.

Имѣя въ виду уже опредѣлившійся уголъ размаха грузового рычага CG и имѣющееся свободное мѣсто, выбираемъ радіусъ качанія центра тяжести

груза $R_0 = 635$ мм. Слѣдовательно, величина центробѣжнаго груза G, необходимая для полнаго уравновѣшенія силъ тяжести, будетъ

$$G = \frac{L_1}{R_0} = \frac{28630}{635} = 45 \text{ клг.}$$

Теперь выбираемъ радіусъ качанія r_0 цапфы пружины F, проектируемъ грузовой рычагъ CG и цапфу F, находимъ ихъ вѣса и центры тяжести и приводимъ ихъ статически къ центру тяжести груза G. Находимъ приведенные вѣса

для грузового рычага CG $\quad 17\frac{375}{635} = 10$ клг.

для цапфы F $\quad 7\frac{180}{635} = 2$ клг.

Слѣдовательно чистый вѣсъ груза G долженъ быть

$$\underline{G = 45 - 12 = 33 \text{ клг.}}$$

Повѣримъ теперь полученные размѣры по основнымъ формуламъ 329 и 337.

Статическое условіе равновѣсія для средняго положенія

$$\frac{G}{g}\omega^2 ab = Sr_0, \qquad (113)$$

гдѣ $a = OC = 0{,}645$ м.; $b = 0{,}495$ м.; $r_0 = 0{,}18$ м.; $G = 33$ клг.; угловая скорость $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14.160}{30} = 16{,}75$ сек.$^{-1}$; величины a, b и r_0 находимъ изъ чертежа. Получаемъ

$$\frac{33}{9{,}81} \cdot 16{,}75^2 \cdot 0{,}645 \cdot 0{,}495 = S \cdot 0{,}18,$$

откуда необходимое натяженіе пружины S въ среднемъ положеніи

$$S = 1670 \text{ клг.}$$

Такъ какъ рабочее удлиненіе пружины по чертежу $f_r = 120$ мм., то полная работоспособность регулятора будетъ

$$\underline{A = S \cdot f_r = 1670 \cdot 0{,}12 = 200 \text{ клг. мет.}}$$

Коэффиціентъ динамической неравномѣрности λ опредѣлится изъ

$$A = \frac{m_2 r^2 \omega^2}{10\lambda} \text{ или } 200 = \frac{184 \,.\, 0{,}0825^2 \,.\, 16{,}75^2}{9{,}81 \,.\, 10 \,.\, \lambda}$$

и $\lambda = 0{,}018$, такъ какъ $m_2 = \frac{G_2}{g} = \frac{184}{9{,}81}$, а $r_{max} = 0{,}0825$ мет. Угловую скорость принимаемъ равной ея средней величинѣ, что не имѣетъ особаго значенія въ отношеніи точности расчета.

Слѣдовательно, регуляторъ обладаетъ достаточною работоспособностью и теперь остается повѣрить моментъ инерціи J_e его частей относительно цапфы A качанія эксцентрика.

Вѣсъ эксцентрика, динамически приведенный къ его геометрическому центру,

$$129\left(\frac{0{,}635}{0{,}747}\right)^2 = 94 \text{ клг.}$$

Добавляя сюда вѣсъ хомута и половины эксцентриковой тяги, получимъ величину приведенной къ центру эксцентрика массы

$$m_1 = \frac{94 + 90 + 14}{9{,}81} = 20{,}2 \text{ клг. метр.}^{-1} \text{ сек.}^2$$

и ея моментъ инерціи относительно цапфы A

$$i_1 = 20{,}2 \cdot 0{,}747^2 = 11{,}2 \text{ клг. мет. сек.}^2$$

Приводя къ тому же центру прочія массы, получимъ:

приведенная масса тяги KL и цапфъ K и L даетъ $i_2 = \frac{7{,}5 + 5{,}5}{9{,}81} \,.\, 1{,}23^2 = 2$ клг. мет. сек.^{2}

„ „ рычага CL „ $i_3 = \frac{10}{9{,}81} \cdot 0{,}089^2 \cdot \left(\frac{1{,}23}{0{,}194}\right)^2 = 0{,}33$ клг. мет. сек.^{2}

„ „ „ CG „ $i_4 = \frac{17}{9{,}81} \cdot 0{,}375^2 \left(\frac{1{,}23}{0{,}194}\right)^2 = 10$ „ „ „

„ „ цапфы F „ $i_5 = \frac{7}{9{,}81} \cdot 0{,}18^2 \left(\frac{1{,}23}{0{,}194}\right)^2 = 0{,}92$ „ „ „

„ „ центробѣжнаго груза G „ $i_6 = \frac{33}{9{,}81} \cdot 0{,}635^2 \left(\frac{1{,}23}{0{,}194}\right)^2 = 55$ „ „ „

Всего $J_e = 11{,}2 + 2 + 0{,}33 + 10 + 0{,}92 + 55 \cong 80$ клг. мет. сек.^{2}

Такъ какъ мы пренебрегали моментами инерціи частей вокругъ ихъ центровъ тяжести, разсматривая части какъ матеріальныя точки, то дѣйствительный моментъ инерціи будетъ больше. Для дальнѣйшаго расчета примемъ поэтому

$$J_e = 1{,}10 \cdot 80 = 88 \text{ клг. мет. сек.}^2$$

Коэф. динамической неравномѣрности λ по ф-лѣ 337

$$\lambda = \frac{\pi^2}{32} \frac{m_2 r R}{J_e \Phi} = \frac{3{,}14^2 \cdot 184 \cdot 0{,}0825 \cdot 0{,}747}{32 \cdot 9{,}81 \cdot 88 \cdot 0{,}105} = 0{,}038,$$

что допустимо.

Итакъ основные размѣры регулятора достаточны для данной машины. Переходя къ статическому расчету, прежде всего опредѣлимъ полную степень нечувствительности ε по ф-лѣ 12

$$\varepsilon = \varepsilon_m + \varepsilon_r. \qquad (12)$$

Степень нечувствительности ε_m, происходящую отъ сопротивленія механизма, найдемъ, если вычислимъ это сопротивленіе F. Цилиндрическій золотникъ, діаметромъ 250 мм., имѣетъ 4 пружинящихъ кольца, шириной 12 мм. каждое. Принимая съ запасомъ давленіе колецъ на стѣнку золотниковой коробки равнымъ 0,5 клг. на кв. см., найдемъ полное давленіе колецъ на стѣнку

$$4 \cdot 3{,}14 \cdot 25 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}5 = 190 \text{ клг.}$$

Добавляя сюда вѣсъ золотника—78 клг. и еще 10% на треніе въ сальникахъ, найдемъ силу сопротивленія F, дѣйствующую по оси эксцентриковой тяги, беря съ запасомъ коэф. тренія $\mu = 0{,}1$,

$$F = (190 + 78) \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}1 \simeq 30 \text{ клг.}$$

Энергичность регулятора, отнесенная къ центру эксцентрика, равна (фиг. 81)

$$E = \frac{S \cdot r_0 \cdot R_1}{r_1 R} = \frac{1670 \cdot 180 \cdot 1230}{194 \cdot 747} = 2560 \text{ клг.}$$

Слѣдовательно, степень нечувствительности ε_m

$$\varepsilon_m = \frac{F}{E} = \frac{30}{2560} = 0{,}012.$$

Для опредѣленія ε_r необходимо найти давленія на цапфы A и C, пренебрегая весьма незначительнымъ треніемъ на цапфахъ K и L. Для опредѣленія реакцій опоръ A и C, приложимъ въ центрахъ тяжести частей регулятора центробѣжныя силы, которыя опредѣляемъ весьма просто, зная массы и центры тяжести этихъ частей,—и натяженіе пружины S въ точкѣ F. Соединяя графически всѣ эти силы въ одну равнодѣйствующую R, находимъ, что $R = 860$ клг. и какъ разъ проходитъ чрезъ центръ цапфы C, т. е. цапфа A совершенно разгружена. Моментъ тренія вокругъ цапфы C будетъ

$$L_R = R \cdot \mu \cdot r = 860 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}035 = 3 \text{ клг. мет.},$$

гдѣ $r = 35$ мм.—радіусъ цапфы C.

Слѣдовательно, сопротивленіе перестановкѣ самого регулятора, приведенное къ центру эксцентрика, будетъ

$$P_r = \frac{L_R \cdot R_1}{R r_1} = \frac{3 \cdot 1{,}23}{0{,}747 \cdot 0{,}194} = 25{,}4 \text{ клг.}$$

и собственная степень нечувствительности регулятора ε_r

$$\varepsilon_r = \frac{P_r}{E} = \frac{25{,}4}{2560} \simeq 0{,}01.$$

Слѣдуетъ замѣтить, что мы опредѣлили среднюю степень нечувствительности ε_r. Въ дѣйствительности ε_r будетъ колебаться въ довольно широкихъ предѣлахъ, какъ подъ вліяніемъ силъ тяжести, такъ и вслѣдствіе измѣненіе плечъ рычаговъ (см. § 1 гл. III).

Итакъ полная степень нечувствительности ε

$$\varepsilon = \varepsilon_m + \varepsilon_r = 0{,}012 + 0{,}01 = 0{,}022.$$

Отсюда находимъ теоретическую степень неравномѣрности δ

$$\delta = \Delta - \varepsilon = 0{,}06 - 0{,}022 = 0{,}038.$$

Для удобства расчета примемъ $\delta = 0{,}04$, такъ какъ величина ε не можетъ считаться вполнѣ точной.

Такъ какъ коэф. λ выше былъ найденъ равнымъ $\lambda = 0{,}038$, то динамическая степень неравномѣрности опредѣлится по ф-лѣ 328:

$$\delta_g = \lambda \delta = 0{,}038 \cdot 0{,}040 = 0{,}0015 = 0{,}15\%.$$

Посмотримъ, насколько измѣнится скорость машины при измѣненіи нагрузки на m-ую часть нормальной. Имѣемъ по ф-лѣ 308:

$$K = \frac{\varepsilon}{2} + m \cdot \delta; \qquad (308)$$

при $m = 25\%$

$$K = \frac{0{,}022}{2} + 0{,}25 \cdot 0{,}04 = 0{,}021;$$

при $m = 50\%$

$$K = \frac{0{,}022}{2} + 0{,}50 \cdot 0{,}04 = 0{,}031 .$$

Слѣдовательно, при внезапномъ измѣненіи нагрузки на 25% скорость машины измѣнится на 2,1%, а при измѣненіи нагрузки на 50% скорость измѣнится на 3,1%.

Переходя теперь къ статическому расчету, находимъ для разныхъ положеній регулятора:
для крайняго внутренняго

$$n' = n\left(1 - \frac{\delta}{2}\right) = 160\left(1 - \frac{0{,}04}{2}\right) = 156{,}8;$$

$$\omega' = \frac{\pi n'}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 156{,}8}{30} = 16{,}42 \text{ сек.}^{-1};$$

для средняго

$$n = 160; \qquad \omega = \frac{3{,}14 \cdot 160}{30} = 16{,}75 \text{ сек.}^{-1};$$

для крайняго внѣшняго

$$n'' = 160\left(1 + \frac{0{,}04}{2}\right) = 163{,}2;$$

$$\omega'' = \frac{3{,}14 \cdot 163{,}2}{30} = 17{,}08 \text{ сек.}^{-1} .$$

Во избѣжаніе чрезмѣрнаго разростанія примѣровъ, примемъ въ расчетъ лишь главные моменты, именно—моментъ центробѣжной силы груза G, моментъ силъ инерціи вращающихся и поступательно движущихся частей, приведенныхъ къ центру эксцентрика, и моментъ натяженія пружины. Слѣдовательно, для сокращенія примѣровъ мы пренебрегаемъ вліяніемъ тренія распредѣлительнаго механизма и тренія на эксцентриковомъ хомутѣ, а равно и вліяніемъ центробѣжной силы витковъ пружины. При расчетѣ дѣйствительно строящагося плоскаго регулятора всѣ эти вліянія необходимо учесть, какъ показано въ §§ 4 и 5 главы III.

Моменты центробѣжныхъ силъ вычисляемъ по ф-лѣ 21

$$M = \frac{G}{g}\omega^2 ab \qquad (21)$$

и пишемъ результаты въ видѣ таблицы. Для центробѣжнаго груза получаемъ:

	G	a	b	ω	M
Положеніе груза G′	33	0,645	0,340	16,42	208
„ „ G	„	„	0,495	16,75	312
„ „ G″	„	„	0,596	17,08	376

Вѣсъ вращающихся частей, приведенный къ центру экспентрика, мы выше нашли равнымъ

$$G_1' = 94 + 90 + 14 = 198 \text{ клг.}$$

Сюда, на основаніи ф-лы 23, надо еще присоединить половину вѣса поступательно движущихся частей, равную

$$G_1'' = \frac{184}{2} = 92 \text{ клг.}$$

Слѣдовательно, общій вѣсъ приведенной къ центру эксцентрика массы, центробѣжная сила которой дѣйствуетъ въ ту же сторону, что и натяженіе пружины, будетъ

$$G_1 = G_1' + G_1'' = 198 + 92 = 290 \text{ клг.}$$

Составляемъ такую же таблицу, какъ и въ предыдущемъ случаѣ; чтобы привести моменты M_1 относительно цапфы A къ цапфѣ C, для которой вычислены моменты M, нужно, очевидно, моменты M_1 умножить на $\frac{r_1}{R_1}$ и

$$M_1' = M_1 \frac{r_1}{R_1} = \frac{G_1}{g}\omega^2 a_1 \cdot b_1 \frac{r_1}{R_1} .$$

Во избѣжаніе затемненія чертежа, на послѣднемъ (фиг. 81) нанесены плечи силъ лишь для средняго положенія регулятора.

Получаемъ таблицу:

	G_1	a_1	b_1	ω	M_1	r_1	R_1	M_1'
Положеніе G′	290	0,710	0,076	16,42	430	0,191	1,215	68
„ G	„	„	0,037	16,75	218	0,194	1,230	35
„ G″	„	„	0	17,08	0	0,171	1,240	0

Остающійся моментъ $M_m = M - M_1'$ долженъ быть уравновѣшенъ пружиной. Получаемъ необходимые моменты натяженія пружины

$M_m' = 208 - 68 = 140$ клг. мет.;
$M_m = 312 - 35 = 277$ „ „
$M_m'' = 376 - 0 = 376$ „ „

Если взять цапфу F прикрѣпленія пружины къ грузовому рычагу на оси послѣднягв CG, то получится слѣдующій результатъ изъ $M_m = 2S \cdot r_0$ и $k' = \frac{S - S'}{f'}$:

	M_m	r_0	2S	S	f	k
Положеніе G'	140	0,182	770	385		
„ G	277	0,178	1560	780	0,059	6700
„ G''	376	0,158	2380	1190	0,056	7300

Здѣсь 2S обозначаетъ полное натяженіе, а S — натяженіе каждой изъ двухъ пружинъ (см. фиг. 6).

Слѣдовательно, для полученія k = const. необходимо уменьшить натяженіе S'', а для этого, при томъ же M_m'', надо увеличить плечо натяженія r_0''. Какъ было доказано выше (см. § 6 главы III), для этого слѣдуетъ снести цапфу F въ сторону пружины. Послѣ одной – двухъ попытокъ сносимъ цапфу F на 25 мм. и получаемъ:

	M_m	r_0	2S	S	f	k
Положеніе G'	140	0,177	790	395		
„ G	277	0,185	1500	750	0,061	5850
„ G''	376	0,171	2200	1100	0,060	5850

Теперь расчитываемъ пружину по наибольшей силѣ S'' = 1100 клг. и масштабу k = 5850 клг. мет.$^{-1}$. Для запаса выбираемъ пружину по силѣ 1200 клг. Задаваясь среднимъ діаметромъ витка D = 100 мм., сразу находимъ изъ діаграммы (фиг. 57) діаметръ проволоки $d = 20$ мм. и прогибъ $f = 0{,}006$ мм. для одного витка и для силы въ 1 клг. Число витковъ пружины n опредѣлится по ф-лѣ 89

$$n = \frac{1000}{kf} = \frac{1000}{5850 \cdot 0{,}006} = 29 .$$

Добавляемъ еще по три витка съ каждаго конца, для завинчиванія концевыхъ гаекъ и крюка; слѣдовательно всѣхъ витковъ будетъ 35, изъ коихъ 29 — рабочіе. Начальное удлиненіе пружины при закладкѣ ея въ регуляторъ должно быть

$$f_0 = \frac{S'}{k} = \frac{395}{5850} = 0{,}0675 \text{ мет.} = 67{,}5 \text{ мм.}$$

Воспользуемся теперь выведенными въ главѣ IV формулами для изслѣдованія динамическихъ качествъ расчитаннаго регулятора.

Замѣтимъ, что продолжительность хода поршня

$$T_h = \frac{30}{n} = \frac{30}{160} = 0{,}188 \text{ сек.}$$

Прежде всего опредѣлимъ періодъ свободныхъ колебаній регулятора, вращающагося съ данною угловою скоростью ω. Имѣемъ

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_k}{kr_0^2 - J_k \cdot \mu \cdot \omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} . \qquad (208)$$

Здѣсь k — масштабъ пружины и

$$k = 2 \cdot 5850 = 11700 \text{ клг. мет.}^{-1},$$

такъ какъ имѣются двѣ пружины масштаба 5850 клг. мет.$^{-1}$.

Величины r_0, a и R_0 извѣстны изъ предыдущаго, именно:

$r_0 = 0{,}185$ м.; $a = 0{,}645$ м.; $R_0 = 0{,}635$ м. Уголъ α между линіями OC и CG равенъ 51° и

$$\cos\alpha = 0{,}777.$$

Опредѣлимъ теперь Jk — моментъ инерціи приведенной массы относительно цапфы C. Мы уже имѣли для J_e — момента инерціи приведенной массы относительно цапфы A

$$J_e = 88 \text{ клг. мет. сек.}^2$$

По ф-лѣ 338

$$J_k = J_e \left(\frac{r_1}{R_1}\right)^2 \qquad (338)$$

или

$$J_k = 88 \left(\frac{0{,}194}{1{,}23}\right)^2 = 2{,}2 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Такъ какъ моментъ инерціи центробѣжнаго груза относительно цапфы C равенъ

$$J = \frac{G}{g} R_0^2 = \frac{33}{9{,}81} \cdot 0{,}635^2 = 1{,}36 \text{ клг. м. сек.}^2$$

или, добавляя 10%, какъ и при вычисленіи J_e,

$$J = 1{,}1 \cdot 1{,}36 = 1{,}5 \text{ клг. м. сек.}^2,$$

то коэффиціентъ μ по ф-лѣ 187

$$\mu = \frac{J}{J_k} = \frac{1{,}5}{2{,}2} = 0{,}683 .$$

Подставляя найденныя величины въ ф-лу 208, получимъ

$$T = 2.3{,}14 \sqrt{\frac{2{,}2}{11700.0{,}185^2 - 2{,}2.0{,}683.16{,}75^2 \frac{0{,}645.0{,}777}{0{,}635}}} =$$

$$= 1{,}13, \text{ сек.} > 1{,}5\, T_h .$$

Для находящагося въ покоѣ регулятора періодъ колебаній, по ф-лѣ 181, былъ бы

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_k}{kr_0^2}} = 2 \cdot 3{,}14 \sqrt{\frac{2{,}2}{11700 \cdot 0{,}185^2}} = 0{,}46 \text{ сек.}$$

Свободныя колебанія регулятора могутъ существовать лишь до скорости ω_1, опредѣляемой ф-лой 209

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k \mu \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} = \sqrt{\frac{11700 \cdot 0{,}185^2 \cdot 0{,}635}{2{,}2 \cdot 0{,}683 \cdot 0{,}645 \cdot 0{,}777}} =$$

$$= 18{,}4 \text{ сек.}^{-1} \text{ и } n_1 = \frac{30 \cdot 18{,}4}{3{,}14} = 176.$$

Резонансъ наступитъ при критической угловой скорости, опредѣляемой ф-лой 237

$$\omega_k = \sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k \left(4 + \mu \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{11700 \cdot 0{,}185^2}{2{,}2\left(4 + 0{,}683 \frac{0{,}645 \cdot 0{,}777}{0{,}635}\right)}} = 6{,}32 \text{ сек.}^{-1}$$

или при

$$n_k = \frac{30 \cdot 6{,}32}{3{,}14} = 60$$

оборотамъ въ минуту.

Дѣйствительно, при этой скорости періодъ собственныхъ колебаній регулятора будетъ

$$T_k = 2 \cdot 3{,}14 \sqrt{\frac{2{,}2}{11700 \cdot 0{,}185^2 - 2{,}2 \cdot 0{,}683 \cdot 6{,}32^2 \frac{0{,}645 \cdot 0{,}777}{0{,}635}}} = 0{,}5 \text{ сек.}$$

и продолжительность хода поршня

$$T_h = \frac{30}{n} = \frac{30}{60} = 0{,}5 \text{ сек.},$$

слѣдовательно

$$T_k = T_h .$$

Опредѣлимъ динамическое отклоненіе центра эксцентрика подъ вліяніемъ возмущающаго момента напряженія L_k, равнаго по ф-лѣ 229

$$L_k = \frac{m_2 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot R \cdot r_1}{2J_k \cdot R_1} =$$

$$= \frac{184 \cdot 0{,}0825 \cdot 16{,}75^2 \cdot 0{,}747 \cdot 0{,}194}{9{,}81 \cdot 2 \cdot 2{,}2 \cdot 1{,}23} = 11{,}6 \text{ сек.}^{-2}$$

Для этого сначала найдемъ статическое отклоненіе грузового рычага φ_s по ф-лѣ 234:

$$\varphi_s = \frac{L_k}{\frac{kr_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}} =$$

$$= \frac{11{,}6}{\frac{11700 \cdot 0{,}185^2}{2{,}2} - 0{,}683 \cdot 16{,}75^2 \frac{0{,}645 \cdot 0{,}777}{0{,}635}} = 0{,}374$$

въ радіальной мѣрѣ.

Динамическое отклоненіе грузового рычага опредѣлится по ф-лѣ 232

$$\varphi_1 = s \cdot \varphi_s , \qquad (232)$$

гдѣ коэффиціентъ s дается ф-лой 233:

$$s = \frac{1}{1 - \frac{4\omega^2 J_k}{kr_0^2 - J_k \cdot \mu \cdot \omega^2 \cdot \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} =$$

$$= \frac{1}{1 - \frac{4 \cdot 16{,}75^2 \cdot 2{,}2}{11700 \cdot 0{,}185^2 - 2{,}2 \cdot 0{,}683 \cdot 16{,}75^2 \frac{0{,}645 \cdot 0{,}777}{0{,}635}}} = 0{,}0283,$$

а линейное отклоненіе центра эксцентрика, въ отсутствіи затуханій, очевидно, будетъ

$$e = \varphi_1 R \frac{r_1}{R_1} = s \cdot \varphi_s \cdot R \frac{r_1}{R_1}. \qquad (242)$$

Отсюда

$$\underline{e} = s \cdot \varphi_s \cdot \frac{r_1}{R_1} R = 0{,}0283 \cdot 0{,}374 \cdot 0{,}747 \frac{0{,}194}{1{,}230} =$$
$$= 0{,}00125 \text{ м.} = \underline{1{,}25 \text{ мм.}}$$

Провѣримъ, достаточенъ ли имѣющійся моментъ тренія L_R для затуханія вынужденныхъ колебаній, по ф-лѣ 236

$$s \cdot J_k L_k < L_R \qquad (236)$$

или, подставляя найденныя величины,

$$0{,}0283 \cdot 2{,}2 \cdot 11{,}6 = 0{,}72 < 3.$$

Слѣдовательно, моментъ тренія L_R будетъ сразу же прекращать вынужденныя колебанія, производимыя возмущающимъ моментомъ напряженія L_k, если только выбранный коэф. тренія μ соотвѣтствуетъ дѣйствительности.

Найдемъ еще необходимый для устойчивости движенія машины вѣсъ маховика, для чего воспользуемся преобразованной формулой Tolle, именно — ф-лой 299

$$\delta = k_0 \sqrt[3]{\frac{J_k \Phi_G}{M_m \cdot T_r^2}}, \qquad (299)$$

гдѣ $\delta = 0{,}04$; $J_k = 2{,}2$ клг. м. сек.^{2}; $M_m =$ $= 277$ клг. м.; уголъ Φ_G^0 качанія грузового рычага находимъ по чертежу: $\Phi_G^0 = 37^0$, а въ радіальной мѣрѣ

$$\Phi_G = \Phi_G^0 \frac{\pi}{180} = 37 \frac{3{,}14}{180} = 0{,}645.$$

Беремъ $k_0 = 1$ и получаемъ

$$T_r = \sqrt{\frac{J_k \cdot \Phi_G}{M_m \cdot \delta^3}} = \sqrt{\frac{2{,}2 \cdot 0{,}645}{277 \cdot 0{,}04^3}} = 9 \text{ сек.}$$

Такъ какъ время одного хода поршня

$$T_h = 0{,}188 \text{ сек.},$$

то условіе 173 $T_r > T_h$ соблюдено.

Нормальная работа машины — 800 л. с., наибольшая $N_{max} = 1200$ л. с. Отсюда находимъ наибольшій вращающій моментъ на валу машины

$$L_{max} = 716{,}2 \frac{N_{max}}{n} = 716{,}2 \frac{1200}{160} = 5365 \text{ клг. мет.}$$

Теперь опредѣляемъ необходимый моментъ инерціи маховика по ф-лѣ 171

$$J = \frac{T_r \cdot L_{max}}{\omega} = \frac{9 \cdot 5365}{16{,}75} = 2890 \text{ клг. м. сек.}^2.$$

Задавшись радіусомъ маховика

$$R = 4{,}5\, r = 4{,}5 \cdot 0{,}38 = 1{,}71 \text{ м.},$$

гдѣ $r = 0{,}38$ м. есть радіусъ кривошипа, находимъ окружную скорость маховика

$$v = \frac{2\pi R n}{60} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}71 \cdot 160}{60} = 28{,}6 \text{ м. сек.}^{-1},$$

что вполнѣ допустимо, и необходимый вѣсъ обода по ф-лѣ 310

$$G = \frac{T_r \cdot g \cdot 75 \cdot N_{max}}{v^2} = \frac{9 \cdot 9{,}81 \cdot 75 \cdot 1200}{28{,}6^2} =$$
$$= 9740 \text{ клг.}$$

Вѣсъ маховика долженъ быть провѣренъ по діаграммѣ тангенціальныхъ усилій на статическую степень неравномѣрности маховика δ_s, выборъ которой зависитъ отъ назначенія машины.

Замѣтимъ еще, что, если бы мы провѣряли основные размѣры нашего регулятора по ф-ламъ 360

$$A = \frac{2}{5} \frac{Fr}{\lambda} \qquad (360)$$

и 365

$$J_e = \frac{\pi^2}{4} \frac{FR}{\omega^2 \lambda \Phi}, \qquad (365)$$

то получили бы для коэффиціента динамической неравномѣрности λ значительно меньшія величины, что и подтверждаетъ сказанное при выводѣ этихъ формулъ.

Примѣръ 2: Расчетъ регулятора II группы.

Требуется спроектировать плоскій регуляторъ системы Buckeye *) для горизонтальной машины 400×610 мм., при $n = 160$. Полная степень неравномѣрности $\Delta = 8^0/_0$.

Машина снабжена двойнымъ цилиндрическимъ золотникомъ; регуляторъ перестанавливаетъ эксцентрикъ расширительнаго золотника, работающаго внутри основного, эксцентрикъ котораго заклиненъ на валу. Переставной эксцентрикъ качается вокругъ центра вала (фиг. 82), такъ что эксцентриситетъ его

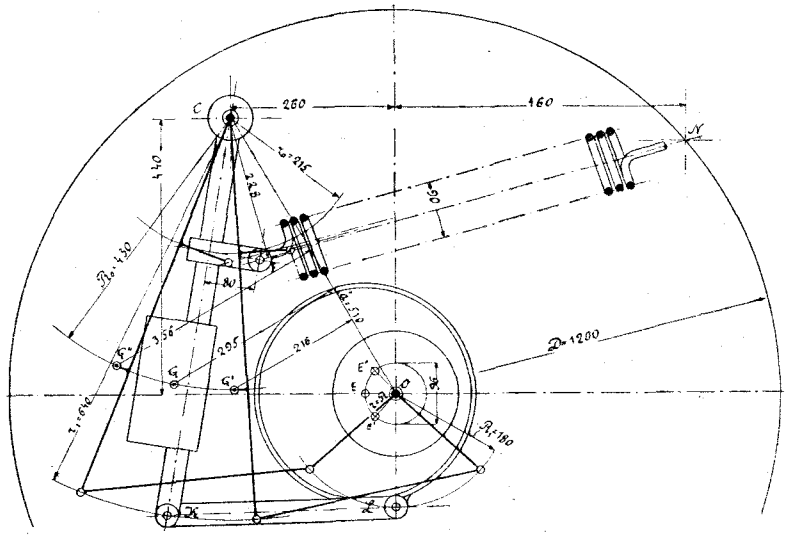
*) См. фиг. 7.

постоянный. Изъ золотниковой діаграммы найдено: $r = 48$ мм.; уголъ перестановки долженъ быть около 95°. Діаметръ вала, на которомъ сидитъ колесо регулятора, равенъ $d' = 200$ мм.

Объ уравновѣшеніи силъ тяжести не надо заботиться, такъ какъ регуляторъ—II группы.

Прежде всего выбираемъ діаметръ колеса

$$D = 3 \times 400 = 1200 \text{ мм.}$$



Фиг. 82.

Изъ конструкціи регулятора слѣдуетъ, что $R = r = 0{,}048$ м.

Выбираемъ

$$\overline{OC} = a = 0{,}85 \frac{D}{2} = 0{,}85 \frac{1200}{2} = 510 \text{ мм.}$$

и располагаемъ части регулятора такъ, чтобы получить требуемый уголъ качанія эксцентрика при достаточно благопріятномъ расположеніи тягъ и рычаговъ въ крайнихъ положеніяхъ регулятора.

Выбираемъ

$$R_0 = 430 \text{ мм.}; \; r_0 = 0{,}5\, R_0 = 0{,}5 \cdot 430 = 215 \text{ мм.};$$

$$r_1 = \frac{3}{2} R_0 = \frac{3}{2} 430 = 640 \text{ мм.}; \; R_1 = 0{,}9 \cdot d' = 0{,}9 \cdot 200 = 180 \text{ мм.}$$

Получаемъ уголъ качанія эксцентрика равнымъ 97°. Беремъ постоянную точку укрѣпленія пружины N на ободѣ колеса и получаемъ рабочее удлиненіе пружины $f_r = 90$ мм.

Вѣсъ поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма слѣдующій:

вѣсъ золотника	15	клг.
„ золотниковаго стержня	3	„
„ половины эксцентриковой тяги .	12	„
„ (приведенный) балансира . . .	3	„
Всего G_2 =	33	клг.

Угловая скорость $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 160}{30} = 16{,}75 \text{сек.}^{-1}$.

Такъ какъ здѣсь $R_0 < r_1$, то для опредѣленія основныхъ размѣровъ регулятора исходимъ изъ ф-лы 337, дающей необходимый моментъ инерціи массъ регулятора, приведенныхъ къ центру эксцентрика, относительно оси качанія послѣдняго, въ данномъ случаѣ — относительно оси вала. Имѣемъ

$$J_e = \frac{\pi^2}{32} \frac{m_2 r R}{\lambda \Phi}. \qquad (337)$$

Здѣсь

$$m_2 = \frac{G_2}{g} = \frac{33}{9{,}81} \text{клг. мет.}^{-1} \text{ сек.}^2;$$

$$r = R = 0{,}048 \text{ м.};$$

коэф. динамической неравномѣрности λ выбираемъ равнымъ $\lambda = 0{,}03$; уголъ

$$\Phi = \Phi^0 \frac{\pi}{180} = 97 \frac{3{,}14}{180} = 1{,}7.$$

Теперь получаемъ

$$J_e = \frac{3{,}14^2 \cdot 33 \cdot 0{,}048^2}{32 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}03 \cdot 1{,}7} = 0{,}047 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Отсюда находимъ моментъ инерціи относительно цапфы C качанія грузового рычага

$$J_k = J_e \left(\frac{r_1}{R_1}\right)^2 = 0{,}047\left(\frac{0{,}640}{0{,}180}\right)^2 = 0{,}60 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Слѣдовательно, необходимая величина центробѣжнаго груза

$$\underline{G} = g\,\frac{J_k}{R_0^2} = \frac{9{,}81 \cdot 0{,}60}{0{,}43^2} = \underline{32 \text{ клг.}}$$

Каждый изъ двухъ имѣющихся грузовъ долженъ быть вѣсомъ $\frac{32}{2} = 16$ клг.

Чтобы провѣрить работоспособность регулятора, сначала найдемъ необходимое натяженіе пружины. Имѣемъ

$$\frac{G}{g}\omega^2 ab = S \cdot r_0 \qquad (113)$$

или, подставляя цифры вмѣсто буквъ (фиг. 82),

$$\frac{32}{9{,}81}\,16{,}75^2 \cdot 0{,}510 \cdot 0{,}295 = S \cdot 0{,}210,$$

откуда $S = 660$ клг.

Работоспособность регулятора

$$A = S \cdot f_r = 660 \cdot 0{,}09 = \underline{60 \text{ клг. м.}}$$

и коэффиціентъ динамической неравномѣрности

$$\lambda = \frac{m_2 r^2 \omega^2}{10A} = \frac{33 \cdot 0{,}048^2 \cdot 16{,}75^2}{9{,}81 \cdot 10 \cdot 60} = 0{,}0036,$$

слѣдовательно, значительно меньше того, которымъ мы задавались при опредѣленіи необходимой величины J_k.

Энергичность регулятора

$$\underline{E} = \frac{S r_0 R_1}{r_1 \cdot R} = \frac{660 \cdot 215 \cdot 180}{629 \cdot 48} = \underline{850 \text{ клг.}}$$

Сопротивленіе распредѣлительнаго механизма, вычисляемое совершенно такъ же, какъ и въ предыдущемъ примѣрѣ, равно $F = 20$ клг. Слѣдовательно, степень нечувствительности ε_m

$$\varepsilon_m = \frac{F}{E} = \frac{20}{850} = 0{,}0235.$$

Для опредѣленія собственной степени нечувствительности регулятора ε_r, необходимо найти моменты тренія вокругъ обѣихъ цапфъ C и вокругъ вала. Такъ какъ регуляторъ въ данномъ случаѣ представляетъ тѣло, лежащее на трехъ опорахъ—цапфахъ C и валу O, то для упрощенія рѣшенія, не требующаго особой точности, какъ вслѣдствіе совершенной произвольности въ выборѣ величины коэф тренія μ, такъ и въ виду сильныхъ колебаній въ величинѣ ε_r въ плоскомъ регуляторѣ,—предположимъ, что на валъ передается вся центробѣжная сила приведенныхъ къ центру эксцентрика массъ, а остальныя силы — центробѣжныя силы грузовъ G и натяженія пружины S — воспринимаются цапфами C. Такое предположеніе, при обычной на практикѣ пригонкѣ частей, вполнѣ соотвѣтствуетъ дѣйствительности.

При этомъ допущеніи на валу развивается моментъ тренія

$$L = M \cdot r \cdot \omega^2 \mu \frac{d'}{2}, \qquad (25)$$

гдѣ подъ M подразумѣвается масса вращающихся частей и половина массы поступательно движущихся частей, приведенныхъ къ центру эксцентрика. Имѣемъ:

половина	движущихся частей	$0{,}5 \times 33 = 16{,}5$	клг.
	вѣсъ эксцентрика	16,5	„
	„ хомута	18	„
половина	вѣса эксцентриковой тяги	12	„
		Всего — 63	клг.

и моментъ тренія вокругъ оси O, при $\mu = 0{,}1$ и $d' = 0{,}2$ м.,

$$L = \frac{63}{9{,}81} \cdot 0{,}048 \cdot 16{,}75^2 \cdot 0{,}1 \cdot \frac{0{,}2}{2} = 0{,}86 \text{ клг. м}$$

Сопротивленіе, передающееся на одинъ шатунчикъ KL, будетъ

$$S_r = \frac{L}{2R_1} = \frac{0{,}86}{2 \cdot 0{,}180} = 2{,}4 \text{ клг.}$$

Каждый грузовой рычагъ CG подверженъ дѣйствію натяженія пружины

$$S = \frac{660}{2} = 330 \text{ клг.}$$

и центробѣжной силы груза G, равной

$$C = \frac{G}{g}\omega^2 r = \frac{16}{9{,}81} \cdot 16{,}75^2 \cdot 0{,}35 = 160 \text{ клг.},$$

гдѣ $r = 0{,}35$ мет. есть радіусъ-векторъ вращенія центра тяжести груза G при среднемъ положеніи регулятора. Находимъ графически равнодѣйствующее давленіе на цапфу C — 170 клг. Слѣдовательно, моментъ тренія вокругъ цапфы C, діаметръ которой равенъ 40 мм., будетъ

$$L' = 170 \cdot \frac{0{,}04}{2} \cdot 0{,}1 = 0{,}34 \text{ клг. м.}$$

Полный моментъ тренія будетъ

$$L_R = 2\,(0{,}34 + 2{,}4 \cdot 0{,}629) = 3{,}7 \text{ клг. м.},$$

гдѣ 629 мм.—плечо силы S_r относительно цапфы C, а сила сопротивленія, приведенная къ центру эксцентрика,

$$P_r = \frac{L_R R_1}{r_1 R} = \frac{3{,}7 \cdot 0{,}180}{0{,}629 \cdot 0{,}048} = 22 \text{ клг.};$$

слѣдовательно, собственная степень нечувствительности регулятора ε_r

$$\varepsilon_r = \frac{P_r}{E} = \frac{22}{850} = 0{,}026.$$

Полная степень нечувствительности ε

$$\varepsilon = \varepsilon_m + \varepsilon_r = 0{,}0235 + 0{,}026 \cong 0{,}05$$

и регуляторъ слѣдуетъ расчитать на теоретическую степень неравномѣрности, согласно заданію, равную

$$\delta = \Delta - \varepsilon = 0{,}08 - 0{,}05 = 0{,}03.$$

Мы здѣсь получили $\varepsilon > \delta$. Однако, имѣя въ виду все раніе сказанное о выборѣ величинъ μ и ε, а также и то, что наше предположеніе—о воспринятіи силъ инерціи приведенныхъ къ центру эксцентрика массъ однимъ только главнымъ валомъ—сильно увеличиваетъ L, такъ какъ діаметръ вала больше діаметра цапфъ C, — расчитаемъ регуляторъ по только что найденной величинѣ δ. Это было бы неправильно (см. § 1 главы III) при всякой иной конструкціи плоскаго регулятора, допускающей точное опредѣленіе ε_r.

Динамическая степень неравномѣрности регулятора будетъ

$$\delta_g = \lambda\delta = 0{,}03 \cdot 0{,}03 = 0{,}0009 = 0{,}09\%.$$

Посмотримъ, какъ измѣнятся скорости машины при внезапномъ измѣненіи нагрузки на 25% и на 50%. Имѣемъ по ф-лѣ 208

$$K = \frac{\varepsilon}{2} + m \cdot \delta = \frac{0{,}05}{2} + 0{,}25 \cdot 0{,}03 = 0{,}0325;$$

$$K = \frac{0{,}05}{2} + 0{,}50 \cdot 0{,}03 = 0{,}040.$$

Слѣдовательно, при измѣненіи нагрузки на 25% скорость машины измѣнится на 3,25%, а при измѣненіи нагрузки на 50% — скорость измѣнится на 4,0% отъ нормальной.

Переходя къ статическому расчету, получаемъ для трехъ положеній регулятора:

$$n' = n\left(1 - \frac{\delta}{2}\right) = 160\left(1 - \frac{0{,}03}{2}\right) = 157{,}6;\ \omega' = \frac{3{,}14 \cdot 157{,}6}{30} = 16{,}5 \text{ сек.}^{-1};$$

$$n = 160;\qquad \omega = \frac{3{,}14 \cdot 160}{30} = 16{,}75 \text{ „}$$

$$n'' = 160\left(1 + \frac{0{,}03}{2}\right) = 162{,}4;\ \omega'' = \frac{3{,}14 \cdot 162{,}4}{30} = 17{,}0 \text{ „}$$

Такъ какъ здѣсь силы инерціи вращающихся и поступательно движущихся массъ, приведенныхъ къ центру эксцентрика, воспринимаются непосредственно главнымъ валомъ машины, то натяженіе пружины должно уравновѣсить лишь центробѣжную силу груза G. Совершенно такъ же, какъ и въ предыдущемъ примѣрѣ, получаемъ слѣдующую таблицу:

	G	a	b	ω	M_m
Положеніе G′	16	0,510	0,216	16,5	48,8
„ G	„	„	0,295	16,75	68,6
„ G″	„	„	0,356	17,0	85,2

Здѣсь величины a и b находимъ изъ чертежа (фиг. 82), а M_m вычисляемъ по ф-лѣ 21:

$$M_m = \frac{G}{g}\omega^2 ab\,. \qquad (21)$$

Послѣ нѣсколькихъ пробъ, находимъ, что цапфу F слѣдуетъ снести по направленію къ пружинѣ на величину $e = 80$ мм., чтобы получить требуемое уравновѣшиваніе моментовъ при постоянномъ масштабѣ пружины. Получаемъ

	M_m	r_0	S	f	k
Положеніе G'	48,8	0,226	216		
„ G	68,6	0,228	301	0,05	1700
„ G''	85,2	0,220	387	0,05	1720

Натяженіе пружины S по прежнему находимъ по $S=\frac{M_m}{r_0}$, удлиненіе f — изъ чертежа, а масштабъ k вычисляемъ по $k'=\frac{S-S'}{f'}$ и $k''=\frac{S''-S}{f''}$.

Окончательно беремъ $k=\frac{k'+k''}{2}=$

$$=\frac{1700+1720}{2}=1710 \text{ клг. м.}^{-1}$$

Задавшись діаметромъ витка D = 90 мм., находимъ изъ фиг. 57 всѣ размѣры пружины по наибольшей силѣ S'' = 400 клг.; діаметръ проволоки $d=13{,}5$ мм., прогибъ $f=0{,}023$ мм. для одного витка и для силы въ 1 клг., слѣдовательно необходимое число витковъ

$$n=\frac{1000}{kf}=\frac{1000}{1710\,.\,0{,}023}=25.$$

Начальное удлиненіе при закладкѣ

$$f_0=\frac{S'}{k}=\frac{216}{1710}=0{,}126 \text{ м.}=126 \text{ мм.}$$

Теперь провѣримъ динамическія качества спроектированнаго регулятора. Вслѣдствіе малой величины $R=r=0{,}048$ м. пренебрегаемъ вліяніемъ массъ эксцентрика и его хомута, что незначительно уменьшитъ моментъ инерціи приведенной массы регулятора, и расчеты произведемъ для момента инерціи

$$J=J_k\ \mu=\frac{G}{g}R_0^2=\frac{32}{9{,}81}\,.\,0{,}43^2=0{,}6 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Такъ какъ имѣются двѣ одновременно работающія пружины, то въ расчеты вводимъ масштабъ

$$k=2\times 1710=3420 \text{ клг. мет.}^{-1}$$

Уголъ α между линіей OC и рычагомъ CG по чертежу раненъ $\alpha=43^0$, откуда $\cos\alpha=0{,}731$.

Продолжительность хода поршня

$$T_h=\frac{30}{n}=\frac{30}{160}=0{,}188 \text{ сек.}$$

Періодъ свободныхъ колебаній регулятора при данной угловой скорости вращенія

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J_k}{kr_0^2-J_k\mu\omega^2\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}}=$$

$$=2\,.\,3{,}14\sqrt{\frac{0{,}6}{3420\,.\,0{,}228^2-0{,}6\,.\,16{,}75^2\,.\,\frac{0{,}51\,.\,0{,}731}{0{,}43}}}=$$

$$=0{,}85 \text{ сек.}>1{,}5\,T_h,$$

а для находящагося въ покоѣ регулятора

$$T=2\pi\sqrt{\frac{J_k}{kr_0^2}}=2\,.\,3{,}14\sqrt{\frac{0{,}6}{3420\,.\,0{,}228^2}}=0{,}36 \text{ сек.}$$

Свободныя колебанія могутъ существовать лишь до скорости

$$\omega_1=\sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k\,\mu\,\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}}}=\sqrt{\frac{3420\,.\,0{,}228^2\,.\,0{,}43}{0{,}6\,.\,0{,}51\,.\,0{,}731}}=$$

$$=18{,}49 \text{ сек.}^{-1} \text{ или до } n_1=\frac{30\,.\,18{,}49}{3{,}14}=177.$$

Резонансъ наступитъ при угловой скорости

$$\omega_k=\sqrt{\frac{kr_0^2}{J_k\left(4+\mu\frac{a\,.\,\cos\alpha}{R_0}\right)}}=$$

$$=\sqrt{\frac{3420\,.\,0{,}228^2}{0{,}6\left(4+\frac{0{,}51\,.\,0{,}731}{0{,}43}\right)}}=7{,}83 \text{ сек.}^{-1}$$

или при числѣ оборотовъ

$$n_k=\frac{30\,.\,7{,}83}{3{,}14}=75\,.$$

При этой скорости періодъ свободныхъ колебаній будетъ

$$T_k=2\,.\,3{,}14\sqrt{\frac{0{,}6}{3420\,.\,0{,}228^2-0{,}6\,.\,7{,}83^2\,.\,\frac{0{,}51\,.\,0{,}731}{0{,}43}}}=$$

$$=0{,}4 \text{ сек.},$$

а продолжительность хода поршня

$$T_h=\frac{30}{n}=\frac{30}{75}=0{,}4 \text{ сек.},$$

слѣдовательно дѣйствительно $T_k=T_h$.

Опредѣлимъ динамическое отклоненіе центра эксцентрика подъ вліяніемъ возмущающаго момента, напряженіе котораго

$$L_k = \frac{m_2 r \omega^2 R r_1}{2 J_k R_1} = \frac{33 \cdot 0{,}048 \cdot 16{,}75^2 \cdot 0{,}048 \cdot 0{,}64}{9{,}81 \cdot 2 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}18} = 6{,}43 \text{ сек.}^{-2}$$

Статическое отклоненіе φ_s было бы

$$\varphi_s = \frac{L_k}{\frac{\kappa r_0^2}{J_k} - \mu\omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}} = \frac{6{,}43}{\frac{3420 \cdot 0{,}228^2}{0{,}6} - 16{,}75^2 \frac{0{,}51 \cdot 0{,}731}{0{,}43}} = 0{,}12,$$

а коэффиціентъ s по ф-лѣ 233

$$s = \frac{1}{1 - \frac{4 a^2 J_k}{\kappa r_0^2 - J_k \mu \omega^2 \frac{a \cdot \cos\alpha}{R_0}}} = \frac{1}{1 - \frac{4 \cdot 16{,}75^2 \cdot 0{,}6}{3420 \cdot 0{,}228^2 - 0{,}6 \cdot 16{,}75^2 \cdot \frac{0{,}51 \cdot 0{,}731}{0{,}43}}} = 0{,}05;$$

слѣдовательно, динамическое отклоненіе грузового рычага

$$\varphi_1 = s \cdot \varphi_s = 0{,}05 \cdot 0{,}12 = 0{,}006$$

въ радіальной мѣрѣ. Линейное отклоненіе центра эксцентрика

$$e = \varphi_1 \frac{r_1 R}{R_1} = \frac{0{,}006 \cdot 0{,}64 \cdot 0{,}048}{0{,}18} = 0{,}001 \text{ м.} = \underline{1 \text{ мм.}}$$

въ отсутствіи тренія. Въ присутствіи момента тренія $L_R = 3{,}7$ клг. м. колебанія будутъ сразу затухать, такъ какъ

$$s \cdot J_k \cdot L_k = 0{,}05 \cdot 0{,}6 \cdot 6{,}43 = 0{,}193 < 3{,}7,$$

если только выбранный коэф. тренія соотвѣтствуетъ дѣйствительности.

Опредѣлимъ еще время разбѣга машины, необходимое при взятомъ коэффиціентѣ неравномѣрности $\delta = 0{,}03$. Имѣемъ изъ чертежа уголъ качанія грузового рычага $\Phi_G^\circ = 25^\circ$, а въ радіальной мѣрѣ

$$\Phi_G = \Phi_G^0 \frac{\pi}{180} = 25 \frac{3{,}14}{180} = 0{,}436.$$

Отсюда

$$T_r = \sqrt{\frac{J_k \cdot \Phi_G}{M_m \cdot \delta^3}} = \sqrt{\frac{0{,}6 \cdot 0{,}436}{68{,}6 \cdot 0{,}03^3}} = 12 \text{ сек.}$$

Зная необходимое время разбѣга $T_r = 12$ сек., опредѣлимъ вѣсъ маховика совершенно, какъ и въ предыдущемъ примѣрѣ, по наибольшей мощности машины и окружной скорости на ободѣ.

Примѣръ 3: Расчетъ регулятора III группы.

Требуется опредѣлить главные размѣры плоскаго инерціоннаго регулятора системы Paul Müller для горизонтальной клапанной машины 400×500 мм., дѣлающей 150 оборотовъ въ минуту.

При расчетѣ клапаннаго механизма была построена діаграмма давленій на эксцентриковую тягу. Изъ нея получены слѣдующія данныя: средняя работа силъ по эксцентриковой тягѣ за полный оборотъ вала равна 15 клг. мет., при эксцентриситетѣ $r = 40$ мм.; избыточная работа $R_i = 0{,}6$ клг. мет.

Для упрощенія расчета, въ которомъ насъ интересуетъ лишь самый регуляторъ, а не части распредѣлительнаго механизма, примемъ, что эксцентрикъ непосредственно сцѣпленъ съ однимъ изъ грузовъ, какъ напр. это дѣлается въ регуляторахъ системы Strnad'a. Эксцентрикъ переставляется приблизительно по прямой OG (фиг. 83). Діаметръ распредѣлительнаго валика—80 мм.

Для опредѣленія полной работоспособности A, которой долженъ обладать проектируемый регуляторъ, воспользуемся ф-лой 373

$$R_i = \lambda A. \qquad (373)$$

Имѣя въ виду инерціонную массу, выбираемъ $\lambda = 0{,}04$ и получаемъ

$$\underline{A = \frac{R_i}{\lambda} = \frac{0{,}6}{0{,}04} = 15 \text{ клг. м.}}$$

Діаметръ регулятора опредѣлимъ по ф-лѣ 383

$$D = 1{,}5 \cdot d = 1{,}5 \cdot 400 = 600 \text{ мм.},$$

гдѣ $d = 400$ мм.—діаметръ цилиндра.

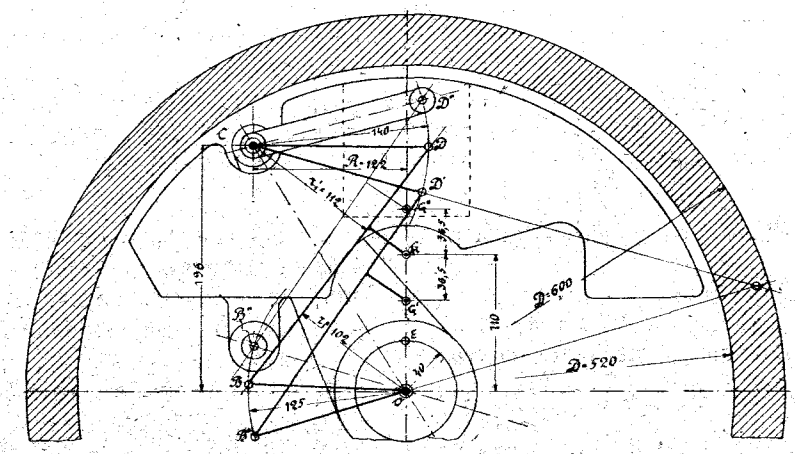
Располагаемъ части регулятора такъ (фиг. 83), чтобы центробѣжные грузы въ крайнемъ внѣшнемъ положеніи помѣщались внутри окружности діаметра $D = 500$ мм., имѣя въ виду оставить достаточно мѣста для инерціонной массы въ видѣ кожуха регулятора. Выбираемъ положенія постоянной цапфы C и укрѣпленной въ боковой стѣнкѣ инерціонной массы цапфы B такъ, чтобы получить приблизительно пря-

молинейное перемѣщеніе центра тяжести центробѣжнаго груза (см. фиг. 20 и § 1 главы II).

Беремъ радіусъ векторъ $OB = 0{,}25\ D = 0{,}25 \times 500 = 125$ мм. При среднемъ положеніи регулятора центръ тяжести G груза на разстояніи 110 мм. отъ центра вала, ходъ груза $G'G'' = 73$ мм. Такъ какъ здѣсь пружина расположена радіально и ея рабочее удлиненіе равно ходу груза = 73 мм., то необходимое натяженіе пружины въ среднемъ положеніи регулятора найдется изъ

$$A = S \cdot f_r \text{ или } 15 = S \cdot 0{,}073,$$

откуда $S = 204$ клг.



Фиг. 83.

Необходимый вѣсъ центробѣжнаго груза, при данной угловой скорости

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 150}{30} = 15{,}7 \text{ сек.}^{-1},$$

опредѣлится изъ ф-лы 377

$$\frac{G}{g}\omega^2 r = S \text{ или } \frac{G}{9{,}81} 15{,}7^2 \cdot 0{,}110 = 204,$$

откуда

$$\underline{G = 74 \text{ клг.}},$$

а вѣсъ каждаго центробѣжнаго груза

$$\frac{G}{2} = \frac{74}{2} = 37 \text{ клг.}$$

Очертаніе груза выбираемъ такое, чтобы получить по возможности наибольшую работоспособность и перестановочную силу. Для этого, по Müller'у [40]), грузъ долженъ быть въ видѣ сегмента, заключающаго уголъ около 140°.

Въ виду присутствія инерціонной массы, повѣрку регулятора на моментъ инерціи J_k приведенной массы производить не нужно.

Такъ какъ регуляторъ — инерціонный, то проектируемъ пружину, уравновѣшивающую центробѣжную силу груза G, какъ для изохроннаго регулятора, слѣдовательно принимаемъ

$$\delta = 0.$$

Тогда получимъ для крайнихъ положеній центробѣжнаго груза

$$\frac{37}{9{,}81} \cdot 15{,}7^2 (0{,}110 + 0{,}0365) = S'',$$

$$\frac{37}{9{,}81} \cdot 15{,}7^2 (0{,}110 - 0{,}0365) = S',$$

откуда $S'' = 136$ клг. и $S' = 68$ клг.

При рабочемъ удлиненіи $f_r = 0{,}073$ м. масштабъ пружины

$$k = \frac{S'' - S'}{f_r} = \frac{136 - 68}{0{,}073} = 930 \text{ клг. м.}^{-1}$$

По ф-лѣ 118 сразу получаемъ масштабъ пружины для изохроннаго регулятора:

$$k = \frac{G}{g}\omega^2 = \frac{37}{9{,}81} \cdot 15{,}7^2 = 930 \text{ клг. м.}^{-1}$$

Задаемся діаметромъ витка $D = 90$ мм. и по наибольшей силѣ $S'' = 140$ клг. находимъ изъ діаграммы (фиг. 57): діаметръ проволоки $d = 9{,}5$ мм., прогибъ $f = 0{,}09$ мм. для одного витка и для силы въ 1 клг.

Необходимое число витковъ

$$n = \frac{1000}{kf} = \frac{1000}{930 \cdot 0{,}09} = 12.$$

Такая пружина удобно помѣщается внутри центробѣжнаго груза; гнѣздо для нея показано на фиг. 83 пунктиромъ.

Для опредѣленія момента инерціи J_i инерціонной массы вокругъ центра вала O, будемъ исходить изъ того условія, чтобы при колебаніяхъ скорости, происходящихъ вслѣдствіе неравномѣрности маховика, инерціонная масса развивала перестановочную силу, достаточную для преодолѣнія силы тренія. При этомъ обѣ силы—сила тренія и сила перестановки—относятся къ одной и той же точкѣ, въ данномъ случаѣ—къ центру тяжести G центробѣжнаго груза при среднемъ положеніи регулятора.

При степени неравномѣрности маховика $\delta_s = \frac{1}{150}$ угловое ускореніе вала регулятора будетъ по ф-лѣ 340

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{2 \cdot \delta_s \cdot \omega^2}{\pi} = \frac{2 \cdot 15{,}7^2}{150 \cdot 3{,}14} = 1{,}05 \text{ сек.}^{-2}$$

Статическій моментъ отъ дѣйствія инерціонной массы будетъ

$$L_i = \frac{d\omega}{dt} J_i = 1{,}05\, J_i \text{ клг. м.}$$

Имѣя въ виду среднее положеніе регулятора, найдемъ изъ чертежа (фиг. 83), что этотъ моментъ дастъ въ точкѣ G перестановочную силу

$$P_i = \frac{L_i}{k_i R} = \frac{r_1 L_i}{R \cdot r_1} = \frac{1{,}05\, J_i \cdot 0{,}112}{0{,}102 \cdot 0{,}122} = 9{,}45\, J_i \text{ клг.},$$

гдѣ чрезъ k_i обозначена величина

$$k_i = \frac{r_1}{r_1'} = \frac{102}{112} = 0{,}91 . \qquad (384)$$

Средній моментъ всѣхъ силъ тренія вокругъ оси вала, найденный при подробномъ изслѣдованіи механизма перестановки въ связи съ клапаннымъ механизмомъ, — равенъ $L_0 = 1{,}5$ клг. м. Слѣдовательно, сила тренія, перенесенная въ точку G, равна

$$P_r = \frac{L_0}{k_i R} = \frac{1{,}5 \cdot 0{,}112}{0{,}102 \cdot 0{,}122} = 13{,}5 \text{ клг.}$$

Согласно заданію

$$P_i = P_r \text{ или } 9{,}45\, J_i = 13{,}5,$$

откуда

$$J_i = 1{,}43 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Проектируемъ инерціонную массу въ видѣ кольца внутренняго діаметра 520 мм., когда остается зазоръ въ 10 мм. между инерціонной массой и центробѣжнымъ грузомъ въ его крайнемъ внѣшнемъ положеніи,—и наружнаго діаметра, какъ выбрано раньше—600 мм. Имѣя въ виду боковыя стѣнки, расчитываемъ кольцевое сѣченіе инерціонной массы по

$$J_i \simeq 0{,}85 \cdot 1{,}43 = 1{,}21 \text{ клг. м. сек.}^2$$

и получаемъ изъ

$$J_i = MR_i^2 = \frac{g_i}{g} R_i^2,$$

гдѣ R_i — радіусъ инерціи,

$$1{,}21 = \frac{g_i}{9{,}81} \left(\frac{0{,}600 + 0{,}520}{4}\right)^2,$$

откуда находимъ вѣсъ кольца

$$g_i = 152 \text{ клг.}$$

Общій вѣсъ инерціонной массы, съ боковыми плоскими стѣнками, будетъ ∞ 195 клг. Отношеніе вѣса инерціонной массы къ вѣсу обоихъ центробѣжныхъ грузовъ

$$\frac{G_i}{G} = \frac{195}{74} = 2{,}64.$$

Ширина инерціоннаго кольца l найдется изъ

$$\frac{\pi}{4}(0{,}6^2 - 0{,}52^2)\, l \cdot 7300 = 152,$$

откуда

$$l = 0{,}3 \text{ м.} = 300 \text{ мм.}$$

Отношеніе ширины кольца къ его радіусу равно единицѣ.

Теперь провѣримъ основныя динамическія качества расчитаннаго регулятора. При этомъ приведеніе массъ для разныхъ положеній регулятора слѣдуетъ дѣлать, строго говоря, для мгновеннаго центра вращенія, нахожденіе котораго показано на чертежѣ для крайняго внутренняго положенія груза G'. Однако для средняго положенія регулятора мгновенный центръ вращенія получается далеко за предѣлами чертежа, почему примемъ прямолинейное перемѣщеніе груза по линіи OG и приведеніе массъ и силъ будемъ дѣлать къ цапфѣ качанія C, пользуясь показанными на фиг. 83 размѣрами плечъ.

Масса обоихъ центробѣжныхъ грузовъ равна

$$m_r = \frac{74}{9{,}81} = 7{,}54 \text{ клг. м.}^{-1} \text{ сек.}^2$$

и сосредоточена въ центрѣ тяжести G. Масса инер-

ціоннаго кольца, приведенная къ той же точкѣ C, будетъ

$$m_i = \frac{J_i\,(r_1')^2}{r_1^2 \cdot R^2} = \frac{1{,}43 \cdot 0{,}112^2}{0{,}102^2 \cdot 0{,}122^2} = 116{,}5 \text{ клг. м.}^{-1}\text{сек.}^2$$

Общая приведенная масса

$$m_k = m_r + m_i = 7{,}54 + 116{,}5 \cong 124 \text{ клг. м.}^{-1} \text{ сек.}^2$$

Такъ какъ имѣются двѣ пружины масштаба $k = 930$ клг. мет.$^{-1}$, то расчетный масштабъ будетъ

$$k = 2 \times 930 = 1860 \text{ клг. мет.}^{-1}$$

Для находящагося въ покоѣ регулятора періодъ свободныхъ колебаній будетъ по ф-лѣ 175

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{m_k}{k}} = 2 \cdot 3{,}14\sqrt{\frac{124}{1860}} = 1{,}62 \text{ сек.}$$

Свободныя колебанія регулятора прекратятся при угловой скорости ω, опредѣляемой изъ ур-ія (см. ф-лу 209)

$$k = m_k\omega^2 \text{ или } \omega = \sqrt{\frac{k}{m_k}}, \qquad (385)$$

полученнаго на основаніи ф-лы 366

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{m_k}{k - m_k\omega^2}} \qquad (366)$$

Въ данномъ случаѣ

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m_k}} = \sqrt{\frac{1860}{124}} = 3{,}87 \text{ сек.}^{-1}$$

и

$$n = \frac{30 \cdot 3{,}87}{3{,}14} = 37;$$

слѣдовательно при $n = 150$ свободныя колебанія регулятора невозможны.

Критическая уголовая скорость, при которой наступаетъ резонансъ, опредѣлится и здѣсь по ф-лѣ 237, такъ какъ періодъ возмущающаго момента равенъ времени хода поршня T_h. Возмущающая сила появляется при подъемѣ клапана, слѣдовательно — два раза за время одного оборота, такъ какъ регуляторъ дѣйствуетъ непосредственно на два эксцентрика (см. фиг. 33).

Но вслѣдствіе прямолинейнаго перемѣщенія груза ф-ла 237 преобразуется совершенно такъ же, какъ была преобразована ф-ла 366 изъ ф-лы 208. Взамѣнъ ф-лы 237 получимъ

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k}{5\,m_k}} \qquad (386)$$

и для расчитаннаго регулятора

$$\omega_k = \sqrt{\frac{1860}{5 \cdot 124}} = 1{,}73 \text{ сек.}^{-1}$$

Критическое число оборотовъ

$$n_k = \frac{30 \cdot 1{,}73}{3{,}14} = 16{,}5.$$

При этой скорости продолжительность хода поршня

$$T_h = \frac{30}{n} = \frac{30}{16{,}5} = 1{,}815 \text{ сек.},$$

а періодъ собственныхъ колебаній регулятора

$$T_k = 2\pi\sqrt{\frac{m_k}{k - m_k\omega^2}} = 2 \cdot 3{,}14\sqrt{\frac{124}{1860 - 124 \cdot 1{,}73^2}} =$$

$$= 1{,}815 \text{ сек.} = T_h.$$

Интересно прослѣдить въ цифрахъ вліяніе инерціонной массы на колебанія регулятора.

Если бы регуляторъ не имѣлъ инерціонной массы, то его періодъ собственныхъ колебаній былъ бы въ положеніи покоя

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{m_r}{k}} = 2 \cdot 3{,}14\sqrt{\frac{7{,}54}{1860}} = 0{,}4 \text{ сек.}$$

Свободныя колебанія могли бы существовать до скорости, опредѣляемой изъ ур-ія

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m_r}}, \qquad (385)$$

откуда для даннаго случая

$$\omega = \sqrt{\frac{1860}{7{,}54}} = 15{,}70 \text{ сек.}^{-1},$$

или

$$n = \frac{30 \cdot 15{,}70}{3{,}14} \cong 150.$$

Слѣдовательно, при заданномъ числѣ оборотовъ $n = 150$, періодъ свободныхъ колебаній былъ бы весьма близокъ къ безконечности.

Критическая угловая скорость, при которой наступаетъ резонансъ, въ этомъ случаѣ равна

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k}{5m_r}} = \sqrt{\frac{1860}{5 \cdot 7{,}54}} = 7{,}01 \text{ сек.}^{-1},$$

откуда

$$n_k = \frac{30 \cdot 7{,}01}{3{,}14} = 67.$$

Дѣйствительно, при этой скорости періодъ свободныхъ колебаній

$$T_k = 2\pi\sqrt{\frac{m_r}{k - m_r\omega^2}} = 2 \cdot 3{,}14\sqrt{\frac{7{,}54}{1860 - 7{,}54 \cdot 7{,}01^2}} = 0{,}447 \text{ сек.},$$

а продолжительность хода поршня

$$T_h = \frac{30}{n} = \frac{30}{67} = 0{,}447 \text{ сек.},$$

слѣдовательно $T_k = T_h$.

Благопріятное динамическое вліяніе инерціонной массы выразилось весьма ясно.

Замѣтимъ, что при заданныхъ условіяхъ

$$\delta_s = \frac{1}{150} \text{ и } P_i = 13{,}5 \text{ клг.}$$

коэф. j, дающій отношеніе перестановочныхъ силъ, развиваемыхъ инерціонной массой и центробѣжнымъ грузомъ, получается равнымъ

$$j = \frac{P_i}{P_g} = \frac{P_i}{\delta_s \cdot E} = \frac{13{,}5 \cdot 150}{204} \cong 10,$$

такъ какъ при выбранной конструкціи E = S. Отсюда сразу находимъ необходимый моментъ инерціи инерціонной массы по ф-лѣ 345

$$J_i = j \cdot k_i \cdot \frac{E \cdot \pi \cdot R}{2\omega^2} = \frac{10 \cdot 0{,}91 \cdot 204 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}122}{2 \cdot 15{,}7^2} = 1{,}43 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Здѣсь по прежнему коэф. k_i (фиг. 83)

$$k_i = \frac{r_1}{r_1'} = \frac{102}{112} = 0{,}91.$$

Для крайняго внутренняго положенія регулятора, пользуясь соотвѣтствующимъ мгновеннымъ центромъ вращенія (фиг. 83), получаемъ, при условіи P_i среднее = 13,5 клг.:

$$P_i' = 18{,}1 \text{ клг.}; \quad P_g' = \delta_s \cdot E' = \frac{136}{150} = 0{,}91 \text{ клг.}; \quad k_i' = 0{,}298; j' = \frac{P_i'}{P_g'} = \frac{18{,}1}{0{,}91} \cong 20;$$

$R' = 278$ мм. и по ф-лѣ 345

$$J_i = \frac{20 \cdot 0{,}298 \cdot 136 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}278}{2 \cdot 15{,}7^2} = 1{,}43 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Аналогично для крайняго внѣшняго положенія регулятора:

$$P_i'' = 8{,}8 \text{ клг.}; \quad P_g'' = \delta_s \cdot E'' = \frac{272}{150} = 1{,}82 \text{ клг.}; \quad k_i'' = 0{,}423; \quad j'' = \frac{P_i''}{P_g''} = \frac{8{,}8}{1{,}82} = 4{,}85;$$

$R'' = 403$ мм. и по ф-лѣ 345

$$J_i = \frac{4{,}85 \cdot 0{,}423 \cdot 272 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}403}{2 \cdot 15{,}7^2} = 1{,}43 \text{ клг. м. сек.}^2$$

Что касается вѣса маховика, то, на основаніи выводовъ § 7 главы III и § 4 главы IV, при инерціонномъ регуляторѣ можно удовольствоваться опредѣленіемъ вѣса маховика на основаніи лишь діаграммы тангенціальныхъ усилій машины.

Примѣчанія и литература.

1) F. Thümmler. Fliehkraft und Beharrungsregler. Berlin. 1903.

2) А. Сидоровъ. Плоскіе регуляторы быстроходныхъ машинъ, ихъ устройство, теорія и расчетъ. Москва, 1895.

3) M. L. Lecornu. Les régulateurs des machines a vapeur. Paris, 1904.—См. также: Dinglers Polyt. Journal, 1901, H. 24. F. Freytag. Elektrische Regulatoren für Dampfmaschinen.

4) W. Bauersfeld. Die automatische Regulierung der Turbinen. Berlin. 1905.

5) M. Tolle. Die Regelung der Kraftmaschinen. Berlin. 1909.

6) Г. Хедеръ. Паровыя машины и пораспредѣленія. Переводъ проф. А. И. Сидорова. Москва. 1902.—Въ этомъ отношеніи весьма интересны характерныя замѣчанія проф. Сидорова, въ особенности на стр. 329, I тома, и стр. 108, II тома.—См. также книги: H. E. Collins. Shaft governors. New-York, 1908.—J. Finkel. Die Achsenregulatoren. Leipzig. 1905.

7) Я. И. Грдина. Устойчивость движенія машины, управляемой центробѣжнымъ регуляторомъ. Вѣст. Общ. Технологовъ, 1900.

8) Л. Б. Левенсонъ. Современныя американскія паровыя машины, ихъ проектированіе и конструкція. СПБ. 1912.

9) J. Stumpf. Die Gleichstrom Dampfmaschine. München. 1911.

10) Н. Б. Делоне. Лекціи по практической механикѣ. СПБ. 1901.—Н. И. Мерцаловъ. Прикладная механика. Москва. 1904.

11) К. А. Владиміровъ. Золотниковое пораспредѣленіе. Рига. 1906.

12) H. Dubbel. Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Berlin. 1913.—Fr. Freytag. Die ortfesten Dampfmaschinen. Leipzig. 1911.

13) В. М. Маковскій. Успѣхи паровой техники. Екатеринославъ. 1911.—См. также: G. van Engelen. La Mécanique a l'Exposition universelle et internationale de Bruxelles de 1910. Paris, 1911.—Der Praktische Maschinen-Konstrukteur, № 23, 1910.

14) R. C. H. Heck. The Steam Engine and other Steam Motors. New-York, 1907.

15) H. R. Hall. Governors and Governing Mechanism. London, 1907.

16) H. Guldner (H. Diederichs). Internal Combustion Engines, New-York, 1910.—Имѣется и русскій переводъ съ нѣмецкаго изданія.

17) W. J. Rankine. A Manual of Applied Mechanics. London. 1858.—См. также: J. Jellet. A treatise on the theory of friction. London. 1872.

18) I. Jsaachsen. Die Bedingungen für eine gute Regulierung. Berlin, 1899.

19) A. Salaba. Die graphische Ausmittlung der Centrifugalregulatoren. Prag, 1883.

20) H. Kröner. Die Geschwindigkeitsregler der Kraftmaschinen. Berlin. 1912.

21) А. П. Кондратьевъ. Центробѣжные регуляторы. СПБ. 1901.

22) F. Dubois. Ueber eine wünschenswerte Berichtigung am Hartung Regulator (Dingler's Polytechn. Journal, 1912, ss. 561 etc).

23) Г. Лоренцъ. Техническая механика. СПБ. 1909.

24) Н. Е. Жуковскій. Теорія регулированія хода машинъ. Москва. 1909.

25) W. Trinks and C. Housum. Shaft Governors. New-York, 1905.—Небольшая, но толковая брошюрка о плоскихъ регуляторахъ, составленная инженерами американскаго завода Wm Tod Co., моими сослуживцами по конструкторской работѣ на названномъ заводѣ. Взамѣнъ приводимаго авторами графическаго изслѣдованія, не отличающагося ясностью и точностью изложенія, я развилъ здѣсь аналитическій методъ, приводящій къ простой ф-лѣ 73. При этомъ попутно получается интересная ф-ла 70, а равно ф-лы 64 и 67.

26) Л. Б. Левенсонъ. Діаграмма для расчета пружинъ. СПБ. 1912.

27) А. Ф. Астафьевъ. Сравнительный методъ расчета винтовыхъ пружинъ. СПБ. 1909.—Тамъ же указана литература по номографіи, куда слѣдуетъ добавить: Дж. Б. Педлъ. Построеніе и примѣненіе номограммъ. Москва. 1913.

28) Proell's Rechentafel für Schraubenfedern. Dresden.—См. также Zeit. d. Ver. D. Ing., 1898, № 16. Prof. Kirsch. Theorie der Federn.

29) А. В. Ушаковъ. Испытаніе индикаторныхъ пружинъ. Харьковъ. 1910.

30) П. В. Котурницкій. О вліяніи центробѣжной силы при расчетѣ пружинъ въ плоскихъ регуляторахъ. Техн. Сборникъ, 1896, № 5—7.—A. Stodola. Das Siemensche Regulirprinzip und die amerikanischen Inertie-Regulatoren. Zeit. d. Ver. D. Ing., 1899, № 18—20.

31) R. Proell. Neuere Flachregler mit regelbarer Umlaufzahl. Z. d. V. D. I., 1909, № 15.

32) A. Riedler. Schnellbetrieb. Express-Kompressoren. Berlin. 1899.

33) K. Kaiser. Achsenregler mit.... Verstellung der Umlaufzahl. Z. d. V. D. I., 1911, № 7, 9 и 13.

34) F. M. Rites. An analysis of the Shaft governor. T. A. S. M. E., v. XIV.

35) W. Hort. Technische Schwingungslehre. Berlin. 1910.—Н. Б. Делоне. Курсъ теоретической механики. СПБ. 1902.

36) Нѣкоторыя общія свѣдѣнія и указанія литературы можно найти въ брошюрѣ: K. Heun. Die kinetischen Probleme der Wissenschaftlichen Technik, 1900 (Jahres Bericht der D. M. V., Bd. 9, Heft 2). — Полное изложеніе теоріи колебаній и указанія литературы — въ указанной подъ № 35 книгѣ Hort'a. Бо́льшею научностью отличается книга проф. А. Н. Крылова: О нѣкоторыхъ дифференціальныхъ уравненіяхъ математической физики, имѣющихъ приложенія въ техническихъ вопросахъ. СПБ. 1913 (Изв. Николаевской Морской Академіи, № 2, 1913).—Колебанія маятника при треніи разсмотрѣны подробно въ лит. лекціяхъ проф. Н. И. Мерцалова: Динамика механизмовъ. Москва. 1914.—Основныя свѣдѣнія по теоріи колебаній даются обычно въ курсахъ технической механики. См. напр. Н. Б. Делоне. Курсъ технической механики, ч. I—II, Петербургъ, 1912—1913 г.—A. Föppl. Vorlesungen über Technische Mechanik, Bd. IV и VI, Leipzig, 1909—1910.—Первое подробное изслѣдованіе колебаній сдѣлано Routh'омъ: E. Routh. A treatise on the stability of a given state of motion. London, 1877.

37) Кромѣ классическихъ трудовъ И. А. Вышнеградскаго (Извѣстія Санктпет. практ. технол. института, 1876—1877 г.), Kargl'я и Grashof'a, можно указать на вышеназванныя книги: Thümmler (1), Lecornu (3), Tolle (5). Isaachsen (18), Kröner (20) Кондратьевъ (21), Жуковскій (24); цифра въ скобкахъ указываетъ номеръ соотвѣтствующей ссылки.

Для полноты свѣдѣній укажемъ еще на слѣдующія книги и статьи: А. Разореновъ. О динамическомъ расчетѣ центробѣжныхъ регуляторовъ. СПБ., 1910 (Изв. СПБ. Политехнич. Института, т. XIV).—А. В. Гречаниновъ. Объ устойчивости движенія регуляторовъ, Техническій Сборникъ, 1896 г., № 1—10.—С. Абрамовичъ. Регулированіе хода машинъ, Бюллетени Политехнич. Общ., 1909 г., № 6.—Статьи К. Э. Рериха въ Вѣстникѣ Общ. Технологовъ, 1913 г., № 2, 21 и 24.—W. Proell. Praktische Beurteilung von Regulatoren und Regulierungsfragen, Leipzig, 1902.—W. Riehm. Die experimentelle Bestimmung des Ungleichförmigkeitsgrades, Berlin, 1912.—W. Gensecke. Untersuchung einer mittelbaren Dampfmaschinenregelung, Berlin, 1908. – H. Goetz. Theoretische Untersuchung einer Bonjour – Lachaussée Dampfmaschine, Berlin, 1910.—J. Magg. Beiträge zur Theorie des Reguliervorganges, Dinglers Pol. Journal, 1910, Heft 6—9.—V. Lebeau. Des régulateurs appliqués aux machines a vapeur, Liège, 1890.—G. Marié. Régulateurs, Paris, 1897.—Въ книгѣ Lecornu (3) заключается краткій обзоръ многихъ теорій регулированія, напр. Dwelshauvers-Déry, Léauté, Delaporte и др. Въ книгѣ Thümmler'a (1) имѣются подробныя указанія литературы.

38) B. Rülf. Der Reguliervorgang bei Dampfmaschinen. Berlin, 1902.

39) W. Lynen. Расчетъ центробѣжныхъ регуляторовъ. Москва, 1899.

40) Paul H. Müller. Der Beharrungsflachregler Bauart Paul H. Müller, Der Prakt. Maschinen Konstrukteur, 1913, стр. 286 и далѣе.—См. также книгу Goetz'a (37) и O. Kölsch. Untersuchung einer zwangläufigen Steuerung auf Massendrücke, Dinglers Pol. Journal, 1913, № 5—9.

41) Первая извѣстная мнѣ обстоятельная статья о плоскихъ регуляторахъ принадлежитъ Proell'ю: R. Proell. Ueber eine neue Expansionsregulirung für Dampfmaschinen, Der Civilingenieur, 1886, стр. 321.—Изъ новѣйшихъ работъ, относящихся спеціально къ плоскимъ регуляторамъ, укажу на слѣдующія статьи въ Zeit. d. Ver. D. Ing.:

1895, № 42—43: O. Schneider. Theorie der Flachregler.

1900, № 43: F. Freytag. Schnellaufende Dampfmaschinen.

1909, № 23: A. Musman. Einiges über Steuerungen mit verstellbarem Excenter.

1913, № 33—34: R. Proell. Fortschritte im Ban von Flachregler-Steurungen.

Главнѣйшія буквенныя обозначенія.

A — полная работоспособность плоскаго регулятора.
E — энергичность въ среднемъ положеніи регулятора.
F — сопротивленіе по оси эксцентриковой тяги.
G — вѣсъ центробѣжнаго груза.
G_2 — вѣсъ поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма.
J — моментъ инерціи маховика.
J_c — „ „ относительно цапфы C качанія грузового рычага.
J_e — моментъ инерціи приведенныхъ къ центру эксцентрика массъ относительно цапфы качанія послѣдняго.
J_G — моментъ инерціи относительно центра тяжести G.
J_i — моментъ инерціи инерціонной массы.
J_k — „ „ приведенныхъ къ центру тяжести центробѣжнаго груза массъ относительно цапфы качанія его.
J_0 — моментъ инерціи относительно оси вращенія 0.
L_k — величина, характеризующая напряженіе возмущающаго момента отъ дѣйствія силъ инерціи частей распредѣлительнаго механизма (см. ф-лу 229).
L_R — моментъ тренія вокругъ цапфы C качанія грузового рычага.
M_m — моментъ натяженія пружины вокругъ оси качанія грузового рычага для средняго положенія регулятора.
P — перестановочная сила.
R, R_1, R_0 — линейные размѣры, обозначенные на фиг. 70.
S — натяженіе пружины.
T — періодъ свободныхъ колебаній вращающагося плоскаго регулятора.
T_h — продолжительность хода поршня.
T_r — время разбѣга машины.
Ф — полный уголъ качанія эксцентрика въ радіальной мѣрѣ.
$Ф_G$ — полный уголъ качанія грузового рычага въ радіальной мѣрѣ.
a — разстояніе оси вращенія 0 вала регулятора до оси цапфы качанія C центробѣжнаго груза.
b — длина нормали изъ центра тяжести груза G на линію OC.
e — линейное отклоненіе центра эксцентрика.
f — удлиненіе пружины.
h — плечо натяженія пружины.
i — степень изохронизма.
k — масштабъ пружины въ клг. мет.$^{-1}$
m — масса центробѣжнаго груза.
m_2 — масса поступательно движущихся частей распредѣлительнаго механизма.
m_k — приведенная къ центру тяжести центробѣжнаго груза масса всѣхъ качающихся частей плоскаго регулятора.
n — число рабочихъ витковъ винтовой пружины.
n_k — критическое число оборотовъ вала регулятора.
r — эксцентриситетъ эксцентрика.
r_0 — плечо натяженія пружины.
r_1 — линейный размѣръ, обозначенный на фиг. 70.
s — отношеніе динамическаго отклоненія грузового рычага къ статическому.
α — уголъ между линіей OC и начальнымъ положеніемъ грузового рычага (см. фиг. 70). При выводѣ формулъ — перемѣнный уголъ поворота эксцентрика (см. фиг. 42).
β — уголъ между направленіемъ эксцентриситета и радіусомъ векторомъ изъ цапфы качанія эксцентрика къ его центру.
δ — (статическая) степень неравномѣрности регулятора.
δ_g — динамическая степень неравномѣрности регулятора.
δ_s — степень неравномѣрности маховика.
Δ — полная степень неравномѣрности регулятора.
ε — „ „ нечувствительности регулятора.
ε_r — собствен. „ „ „
ε_m — степень нечувствительности отъ сопротивленія механизма.
λ — коэффиціентъ динамической неравномѣрности $= \frac{\delta_g}{\delta}$.
μ — отношеніе массъ $\frac{m}{m_k}$ или моментовъ инерціи $\frac{J_c}{J_k}$.
ω — угловая скорость вращенія вала регулятора.
ω_k — критическая угловая скорость вращенія регулятора.
φ — уголъ отклоненія грузового рычага въ радіальной мѣрѣ.

ОГЛАВЛЕНІЕ.

стр.

Предисловіе 237

I. Введеніе . . . . . „

§ 1. Общее понятіе о регулированіи . . . . . „

§ 2. Центробѣжные и плоскіе регуляторы 239

II. Кинематика плоскаго регулятора. 241

§ 1. Типы плоскихъ регуляторовъ . . . . . „

§ 2. Вліяніе способа перестановки эксцентрика на фазы распредѣленія 247

§ 3. Соединеніе плоскаго регулятора съ распредѣлительнымъ механизмомъ 252

III. Статика плоскаго регулятора. 257

§ 1. Основныя опредѣленія статики . . . . . „

§ 2. Дѣйствіе силъ инерціи въ плоскомъ регуляторѣ 262

§ 3. Дѣйствіе силъ тяжести и ихъ уравновѣшеніе 270

§ 4. Дѣйствіе силъ тренія 274

§ 5. Пружины плоскаго регулятора 279

§ 6. Общее статическое изслѣдованіе плоскаго регулятора 284

§ 7. Изслѣдованіе плоскихъ инерціонныхъ регуляторовъ 293

IV. Динамика плоскаго регулятора. 298

§ 1. Основныя опредѣленія динамики. . . . . „

§ 2. Колебанія плоскаго регулятора при постоянной нагрузкѣ 301

§ 3. Колебанія плоскаго регулятора при перемѣнной нагрузкѣ. 314

§ 4. Общее динамическое изслѣдованіе плоскаго регулятора 322

V. Проектированіе плоскихъ регуляторовъ 334

§ 1. Основные пріемы проектированія . . . . . „

§ 2. Примѣры расчета плоскихъ регуляторовъ 339

Примѣчанія и литература 356

Главнѣшія буквенныя обозначенія 358

Замѣченныя опечатки.

Стран.	Столбецъ.	Строка.	Напечатано.	Должно быть.
238	лѣвый.	3 сверху	$+P(z-z_0)$	$-P(z-z_0)$
258	правый.	10 „	1420	1370
„	„	Формула 6	$\omega = \frac{\omega' - \omega''}{\omega}$	$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega''}{\omega}$
264	лѣвый.	5 снизу	$\sin(-\alpha)$	$\sin(\beta-\alpha)$
270	„	9 „	Пропущенъ очередной номеръ уравненія (43).	
272	правый.	2 „	Буква W поставлена неправильно.	
276	лѣвый.	10 „	$L_{,} - L^{IV}$	$L' - L^{IV}$
278	„	11 сверху	увеличить	тоже уменьшить
„	„	Формула 76	$(r+R)$	$(R-r)$
„	„	„	$+r\left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r - \frac{1}{2}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right)$	$-r\left(\frac{G_1}{g}\omega^2 r + \frac{1}{2}\frac{G_2}{g}\omega^2 r\right)$
„	правый.	2 снизу	какъ для фиг. 56	какъ для пунктира фиг. 56.
„	„	1 „	какъ для пунктира фиг. 56.	какъ для фиг. 56.
295	лѣвый.	3 сверху	$a=0$	$a = r_0 = 0$
299	правый.	16 снизу	$m\frac{dx^2}{dt^2}$	$m\frac{d^2x}{dt^2}$
303	„	3 сверху	$m\omega_2 rh$	$m\omega^2 rh$
307	„	6 „	Буква J_k поставлена неправильно,	
313	„	2 „	возмущающагося	возмущающаго
315	„	14 снизу	(622)	(262)
316			На фиг. 73, вмѣсто L′, отпечатано L.	
322	лѣвый.	7 „	277 — 281	278 — 281
326	„	Формула 321	$t_i = t_g\,(1-j)$	$t_i = t\,(1-j)$
338	правый.	2 снизу	1420	1370
344	„	5 „	J_k	J_k
345	лѣвый.	15 сверху	1,13, сек.	1,13 сек.