

416

ХХХХХХХХХХ

2146

621.1  
A75

Дата 2007

## Вопросъ 48.

### Определеіе предѣльныхъ скоростей движенія въ зависимости отъ конструкціи пути и паровоза <sup>1)</sup>.

Докладъ проф. Ю. В. Ломоносова.

XXIV Совѣщательному Съѣзду въ 1902 г. угодно было поручить мнѣ разработку этого вопроса, который затѣмъ обсуждался на XXV, XXVII и XXVIII Съѣздахъ. Такимъ образомъ настоящій докладъ можетъ праздновать уже десятилѣтній юбилей. Едва ли это, однако, можетъ насъ радовать; скорѣе напротивъ; и я думаю, что пора уже такъ или иначе съ нимъ покончить.

Впрочемъ я долженъ напомнить вамъ, что наши пренія и постановленія по нему не были вполнѣ безплодны: 20 іюля 1912 года. Инженерный Совѣтъ отмѣнилъ такъ называемую динамическую формулу Циммермана, вытекавшую отъ смѣшенія понятій пружинной линіи, и траекторіи и рядомъ другихъ постановленій фактически анулировалъ требованіе § 65 Правиль Т. Э.—не превосходить 260—225 оборотовъ. Такимъ образомъ постановленіе XXVII С. Съѣзда фактически вошло въ жизнь и разрушительная часть моего обряда выполнена.

Можно ли, однако, на этомъ остановиться и нормально ли современное положеніе этого вопроса?

§ 57 Техническихъ Условій на сооруженіе магистралей и § 65 Правиль Т. Э., противъ которыхъ мы такъ ратовали, отмѣнены; но взамѣнъ ихъ ничего не создано и фактически нормировка скоростей предоставлена храбрости начальниковъ дорогъ. Одни изъ нихъ по 22½ фунтовымъ рельсамъ пускаютъ Прери и иные тяжелые и малоуравновѣженные паровозы со скоростями до 75 верстъ въ часъ, другіе затрудняются вовсе по нимъ пускать типъ 1—3—0 Ник. ж. д. съ сравнительно легкими противовѣсами и даже типъ 1—3—0 де Глена, почти не имѣющіе избыточныхъ противовѣсовъ. Очевидно такой порядокъ не можетъ быть признанъ нормальнымъ. Долженъ васъ, кромѣ того, предупредить, что путевыми инженерами взамѣнъ его выдвигается статическая формула Циммермана

$$\sigma = \frac{\alpha a \Pi}{W}$$

гдѣ  $\sigma$  — напряженіе въ рельсѣ,  $\alpha$  коэффициентъ, зависящій отъ упругихъ свойствъ пути,  $a$  — разстояніе между шпалами,  $\Pi$  статическая нагрузка колеса, а  $W$  — моментъ сопротивленія

<sup>1)</sup> Напечатанъ въ Протоколахъ XXV Сов. Съѣзда.

рельса. Задавшись въ этой формулѣ разъ навсегда величиной  $\sigma$  (предлагають 14—15  $\text{kgr/mm}^2$ ) и для каждаго типа верхняго строенія значеніями  $\alpha$ ,  $a$  и  $W$ , по ней можно найти предѣльное допустимое для даннаго пути значеніе  $\Pi$ . Напримѣръ, беря рельсъ 22 $\frac{1}{2}$  ф. ( $W = 118 \text{ cm}^3$ ) число шпаль 1500 на версту ( $a = 711 \text{ m/m}$ ) и балласть ниже средняго ( $\alpha = 0,35$ ), мы получимъ при  $\sigma = 1400 \text{ kgr/cm}^2$ .

$$\text{Max } \Pi = \frac{\sigma W}{\alpha a} = \frac{1400 \cdot 118}{0,35 \cdot 71,1} = 6600 \text{ kgr,}$$

иными словами, пользуясь этой формулой по 22 $\frac{1}{2}$  ф. рельсамъ можно будетъ пускать и при томъ *независимо отъ скорости* лишь паровозы, имѣющіе нагрузки на оси меньшія

$$6,6 \times 2 = 13,2$$

тонны.

Едва ли такой порядокъ намъ желателенъ и нашъ долгъ сейчасъ поднять свой голосъ, чтобы громко заявить, что *дѣйствительное давленіе колеса паровоза на рельсъ есть функция скорости и конструкціи паровоза*. Это наше дѣло, инженеровъ службы тяги; пусть инженеры службы пути рѣшаютъ вопросъ о томъ, какія напряженія въ рельсѣ вызовутъ силы передаваемые колесами паровоза—это ихъ специальность; но опредѣленіе этихъ силъ въ зависимости отъ конструкціи паровоза—наша.

Возникаетъ однако вопросъ, можемъ ли мы для любого паровоза опредѣлить эти силы. Есть ли у насъ для этого достаточно данныхъ?

Отвѣтомъ на этотъ вопросъ и является мой докладъ. Такъ какъ на этомъ Съѣздѣ много новыхъ членовъ, не бывшихъ ни въ Москвѣ, ни въ Варшавѣ, то я позволю себѣ вкратцѣ повторить его содержаніе.

Во всякой желѣзнодорожной повозкѣ, за исключеніемъ паровоза, реакція колеса на рельсъ во время движенія

$$Z = R + p,$$

гдѣ  $R$  реакція рессоры, а  $p$  вѣсъ колеса и  $\frac{1}{2}$  оси. Съ другой стороны по основному свойству рессоръ

$$R = \mathcal{K}f,$$

гдѣ  $\mathcal{K}$  коэффициентъ жесткости данной рессоры, а  $f$  ея стрѣла прогиба въ разсматриваемый моментъ. Въ состояніи же покоя статическая нагрузка

$$\Pi = \mathcal{K}f_0 + p,$$

гдѣ  $f_0$  статическая стрѣла прогиба; откуда

$$Z = \Pi + \mathcal{K}(f - f_0),$$

или, называя игру рессоры

$$f - f_0 = z,$$

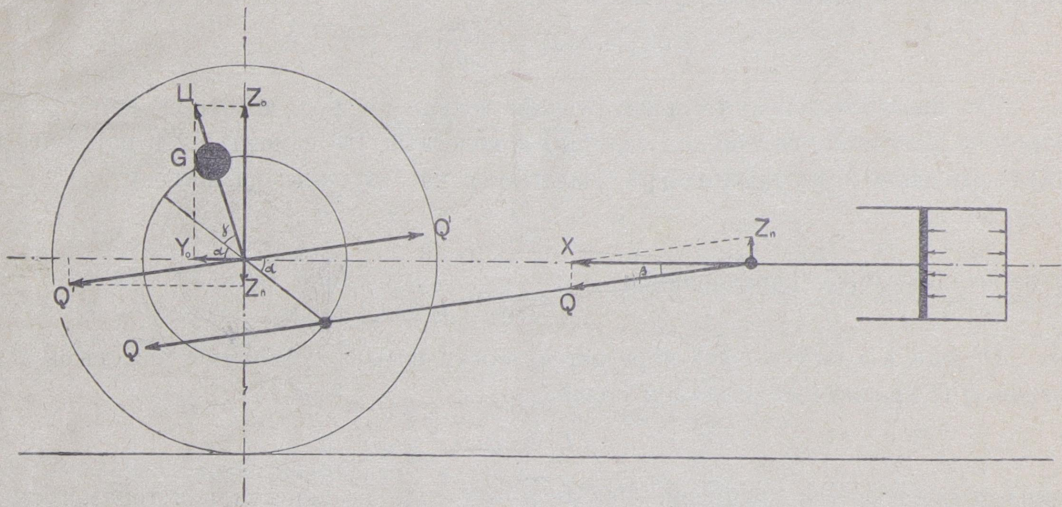
$$Z = \Pi + \mathcal{K}z \dots \dots \dots 1$$

Эта формула вѣрна для вагоновъ, тендеровъ, электровозовъ и прочихъ повозокъ, исключая паровозовъ. Эти же послѣдніе отличаются тѣмъ, что у нихъ кромѣ силъ, передаваемыхъ черезъ рессоры непосредственно къ спареннымъ колесамъ, приложены еще центробѣжныя силы избыточныхъ противовѣсовъ, а на ведущихъ сверхъ того и реакціи, чощіяся слѣдствіемъ конечной длины шатуновъ.

Какъ известно, въ современныхъ паровозахъ противовѣсами обычно не только уничтожаютъ силы инерціи спарниковъ, мотылей и другихъ вращающихся массъ, но и часть горизонтальныхъ силъ инерціи частей, движущихся вмѣстѣ съ поршнемъ взадъ и впередъ. Поэтому реальный противовѣсъ, помѣщенный на колесѣ, мы можемъ мысленно замѣнить двумя противовѣсами:

- 1) уничтожающимъ центробѣжныя силы вращающихся частей и
- 2) служащимъ для борьбы съ горизонтальными силами инерціи.

Первый, уравниваясь съ центробѣжными силами вращающихся массъ, никакого воздѣйствія на путь не оказываетъ. Что же касается второго, носящаго названіе „избыточнаго“, то для борьбы съ силами инерціи частей, движущимися взадъ и впередъ, нужна лишь горизонтальная проеція его центробѣжной силы  $Y_0$ . Вертикальная же  $Z_0$ , ничѣмъ не уравновѣшенная, передается на путь.



Фиг. 1.

Если вѣсъ этого противовѣса, отнесенный къ плечу мотыля  $r$ , назовемъ черезъ  $G$ , то центробѣжная сила его

$$C = \frac{r \omega^2}{g} G \sin (\alpha + \gamma),$$

гдѣ  $\omega$  угловая скорость вращенія, а  $g$  ускореніе свободно падающаго тѣла. Вертикальная же составляющая

$$Z_0 = \frac{r \omega^2}{g} G \sin (\alpha + \gamma),$$

гдѣ  $\gamma$  уголъ, на который избыточный противовѣсъ сдвинутъ относительно оси мотыля. Благодаря этой силѣ, реакція спареннаго колеса на рельсъ

$$Z = \Pi + \mu c z + Z_0 = \Pi + \mu c z - \frac{r \omega^2}{g} G \sin (\alpha + \gamma) \dots \dots \dots 3$$

Формула эта показываетъ, что давленіе спареннаго колеса на рельсъ подвержено періодическимъ измѣненіямъ въ зависимости отъ положенія мотыля, причемъ амплитуда этихъ колебаній пропорціональна квадрату скорости.

Явленіе это было установлено Ноллау (Nollau) еще въ 1848 г. <sup>1)</sup> и вполне ясно отмѣчено какъ въ классическихъ трудахъ Кларка <sup>2)</sup> и Куша <sup>3)</sup> такъ и въ новѣйшихъ учебникахъ <sup>4)</sup>. Поэтому меня всегда удивляло то недовѣрчивое отношеніе къ этому мѣсту моего доклада, которое я встрѣчалъ какъ среди нѣкоторыхъ членовъ XXVI и XXVII Съѣздовъ, такъ особенно среди инженеровъ службы пути.

Формула 3 показываетъ также, что при равныхъ прочихъ условіяхъ наибольшее значеніе  $Z$  будетъ имѣть мѣсто тогда, когда

$$\sin (\alpha + \gamma) = -1,$$

т. е. когда избыточный противовѣсъ находится внизу и наименьшее при

$$\sin (\alpha + \gamma) = 1,$$

т. е. когда онъ находится наверху, причемъ наибольшая разгрузка и перегрузка колеса избыточнымъ противовѣсомъ равна

$$Ц = \frac{r \omega^2}{g} G$$

Что касается дополнительной реакціи ведущей оси  $Z_n$ , то она является результатом передачи усилія  $X$  отъ поршня ведущимъ колесамъ. Въ самомъ дѣлѣ изъ фиг. 1 мы видимъ, что сила  $X$  въ крѣйцкопфѣ разлагается на двѣ силы: по шатуну

$$Q = \frac{X}{\cos \beta}$$

и перпендикулярно параллелямъ

$$Z_n = X \operatorname{tg} \beta.$$

Первая изъ этихъ силъ передается черезъ мотыль колесамъ и можетъ быть замѣнена парой  $Q$   $Q$  вращающей колеса и силой

$$Q' = Q = \frac{X}{\cos \beta},$$

приложенной къ оси вращенія. Разлагая эту силу по вертикали и горизонтали, имѣемъ въ первомъ направленіи силу

$$Z_n = Q \sin \beta = X \operatorname{tg} \beta, \dots \dots \dots (*)$$

передающуюся черезъ колесо пути.

При безконечно длинномъ шатунѣ  $\operatorname{tg} \beta$ , а слѣдовательно и  $Z_n$  равно нулю; вотъ почему говорятъ, что  $Z_n$  есть результатъ конечной длины шатуновъ.

Для того, чтобы формулой (\*) можно было бы пользоваться при расчетахъ, необходимо въ нее вставить выраженіе для  $X$ . Если давленіе пара на поршень въ данный моментъ мы назовемъ  $p_x$ , діаметръ поршня черезъ  $d$ , а ускореніе его черезъ  $j$ , то, какъ извѣстно,

$$X = \frac{\pi d^2}{4} p_x - m j,$$

<sup>1)</sup> Eisenbahn Zeitung (Stuttgardt). 1848, стр. 323.

<sup>2)</sup> Clark. Railway Machinery. 1861, стр. 165—179.

<sup>3)</sup> Couche. Voie, materiel roulant etc. v. II. 1873, стр. 399—414.

<sup>4)</sup> Flamache, Huberti et Stevart. Traité d'exploitation des chemins de fer. IV. 1898, стр. 241.

Мухачевъ—Теорія и конструкція паровозовъ. 1895, стр. 303.

Нольтейнъ. Теорія и расчетъ противовѣсовъ. 1902, стр. 53—57.

Nadal. Locomotives à vapeur. 1908, стр. 167—171.

Leitzmann und von Borries. Theoretische Lehrbuch des Lokomotivbaues. 1911, стр. 490.

гдѣ послѣдній членъ представляетъ изъ себя силу инерціи частей, движущихся вмѣстѣ съ поршнемъ, т. е. поршня, скалки, крейцкопфа и около 1/2 шатуна (*m* ихъ масса). При достаточно длинномъ шатунѣ можно считать, что

$$j = rw^2 \cos \alpha,$$

откуда

$$mj = \frac{rw^2}{g} q_c \cos \alpha,$$

гдѣ

$$q_c = mg$$

есть вѣсъ частей движущихся вмѣстѣ съ поршнемъ. Такимъ образомъ

$$X = \frac{\pi d^2}{4} p_x - \frac{rw^2}{g} q_c \cos \alpha$$

и

$$Z_n = \left( \frac{\pi d^2}{4} p_x - \frac{rw^2}{g} q_c \cos \alpha \right) \operatorname{tg} \beta,$$

или, принимая

$$\operatorname{tg} \beta u \sin \beta = \frac{r}{L} \sin \alpha,$$

гдѣ *L* длина шатуна

$$Z_n = \frac{r}{L} \left( \frac{\pi d^2}{4} p_x \sin \alpha - \frac{1}{2} \frac{rw^2}{g} q_c \sin 2 \alpha \right),$$

Формула эта, однако, была бы вѣрна только въ томъ случаѣ, если бы передача движенія отъ поршней къ колесамъ совершалась безъ тренія. При наличіи же его *Z<sub>n</sub>* будетъ меньше, а именно можно считать, что

$$Z_n = \eta \frac{r}{L} \left( \frac{\pi d^2}{4} p_x \sin \alpha - \frac{1}{2} \frac{rw^2}{g} q_c \sin 2 \alpha \right), \dots \dots \dots 4$$

гдѣ  $\eta$  есть правильная дробь, называемая механическимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія паровозной машины.

Наличіе на ведущихъ колесахъ паровоза этой силы и выводъ выраженія для нея тоже не представляетъ никакой новизны: его можно найти почти во всѣхъ учебникахъ <sup>1)</sup>.

Для практическаго примѣненія формулу 4 удобнѣе представить подѣ видомъ

$$Z_n = Z_p - Z_c,$$

гдѣ

$$Z_p = \eta \frac{r}{L} \frac{\pi d^2}{4} p_x \sin \alpha \dots \dots \dots 5$$

есть результатъ дѣйствія пара въ цилиндрахъ, а

$$Z_c = \frac{1}{2} \eta \frac{r}{L} \frac{rw^2}{g} q_c \sin 2 \alpha \dots \dots \dots 6$$

силъ инерціи частей, движущихся взадъ и впередъ.

Здѣсь умѣстно отмѣтить, что если бы паровозная машина работала безъ сжатія, то *p<sub>x</sub>* мѣняло бы свой знакъ вмѣстѣ съ *sin α* при

$$\alpha = k \pi,$$

<sup>1)</sup> Мухачевъ. Теорія и конструкція паровозовъ. 1895, стр. 233.

<sup>2)</sup> Романовъ. Паровозы. 1900, стр. 20, 52—54.

<sup>3)</sup> Nadal. Locomotives à vapeur. 1908, стр. 156—167.



гдѣ  $k$  любое цѣлое число и потому произведеніе  $p_x \sin \alpha$  было бы всегда положительнымъ, т. е.  $Z_p$  было бы при переднемъ ходѣ направлено всегда внизъ, а при заднемъ вверхъ. При наличіи же сжатія давленіе  $p_x$  мѣняетъ свой знакъ, вслѣдствіе чего въ концѣ пути поршня и при переднемъ ходѣ паровоза  $Z_p$  дѣлается отрицательнымъ, но только до мертваго положенія, ибо при прохожденіи его и  $\sin \alpha$  мѣняетъ свой знакъ. Такимъ образомъ хотя при переднемъ ходѣ на протяженіи нѣкоторой доли хода поршня и наблюдаются  $Z_p < 0$ , но большую часть оборота колеса  $Z_p$  остается постояннымъ, не смотря на то что  $\sin \alpha$  втеченіи  $1/2$  оборота бываетъ отрицательнымъ.

Резюмируя все сказанное, мы видимъ, что динамическая реакція колесъ вагоновъ, тендеровъ и прочихъ желѣзнодорожныхъ повозокъ, кромѣ паровозовъ

$$Z = \Pi + \varkappa z, \dots \dots \dots 1$$

т. е. равна статической, плюсъ нѣкоторая прибавка, обуславливаемая качкой наддрессорнаго строенія. Эта же формула вѣрна и для поддерживающихъ осей паровоза. Для спаренныхъ же его осей (кромѣ ведущей)

$$Z = \Pi + \varkappa z + Z_0, \dots \dots \dots 3$$

гдѣ  $Z_0$  есть результатъ наличія въ паровозѣ избыточныхъ противовѣсовъ; и наконецъ для ведущей оси

$$Z = \Pi + \varkappa z + Z_0 + Z_n, \dots \dots \dots 7$$

или

$$Z = \Pi + \varkappa z + Z_p + Z_0 - Z_c, \dots \dots \dots 7 \text{ bis}$$

гдѣ  $Z_p$  есть результатъ конечной длины шатуновъ и дѣйствія пара въ цилиндрахъ, а  $Z_c$  конечной длины шатуновъ и силъ инерціи частей движущихся взадь и впередъ.

При выводѣ этихъ формулъ мы пользовались исключительно безспорными законами механики и не дѣлали никакихъ рискованныхъ гипотезъ. Поэтому, по существу ихъ едва ли можно оспаривать и, слѣдовательно, весь вопросъ сводится къ тому, достаточно ли у насъ данныхъ, чтобы для любого паровоза при любой скорости найти *max.* и *min.*  $Z$ . Первое намъ необходимо для опредѣленія напряженія въ рельсѣ

$$\sigma = \frac{\alpha a Z}{W},$$

а второе для рѣшенія вопроса о допустимости такой скорости въ смыслѣ возможности схода отъ разгрузки колеса.

Чтобы отвѣтить на этотъ вопросъ, рассмотримъ всѣ слагаемыя формулы 7 bis въ отдѣльности.

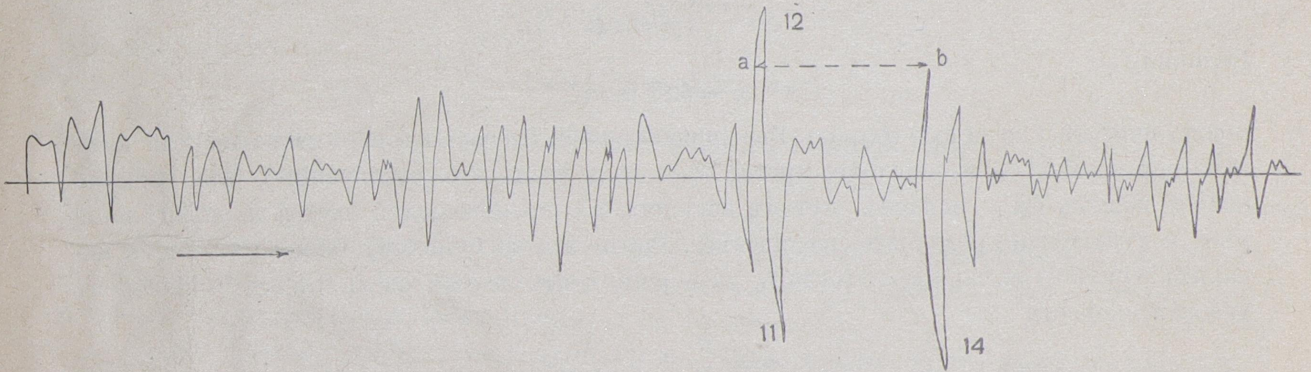
Статическая нагрузка  $\Pi$  опредѣляется непосредственнымъ взвѣшиваніемъ и можетъ считаться для каждой оси паровоза любого типа извѣстной.

Прибавка  $\varkappa z$ , оцѣнивающая вліяніе качки наддрессорнаго строенія, слагается изъ двухъ множителей: коэффициента жесткости рессоры  $\varkappa$  и игры ея  $z$ . Первый является для каждой оси величиной постоянной и легко измѣряемымъ на рессорномъ станкѣ. Что же касается второй, то она является сложной функціей времени и тѣхъ факторовъ, которыми обуславливается само явленіе качки; эти факторы суть: удары на стыкахъ, собственная упругость рессоръ, силы  $Z_n$  приложенныя къ параллелямъ и неправильности пути. Если игнорировать послѣднюю причину, то можно, какъ это и дѣлали Редтенбахеръ <sup>1)</sup> и Надаль <sup>2)</sup>,

<sup>1)</sup> Redtenbacher. Die Gesetze des Locomotivbaues стр. 137.

<sup>2)</sup> Nadal. Théorie de la stabilité des locomotives. Annales des Mines. 1896, стр. 413.

найти видъ функции  $z$  отъ времени. Однако, неправильности пути, сопротивление воздуха, внутреннее трение листовыхъ рессоръ и трение буксъ о наличники настолько измѣняютъ явление качки, что подобныя изслѣдованія едва ли могутъ дать практически интересныя выводы. Къ счастью, въ данный моментъ насъ интересуютъ не законы измѣненія  $z$  въ функции отъ времени, а лишь наибольшія и наименьшія ея значенія, а ихъ очень легко найти опытнымъ путемъ. Для этого стоитъ только буксу снабдить иглой или карандашомъ, а къ рамѣ прикрѣпить свинцовую пластинку или барабанъ съ надѣтой на него лентой. Впервые такіе опыты были произведены въ 60-хъ годахъ Веберомъ на Саксонскихъ дорогахъ <sup>1)</sup>, затѣмъ въ 80-хъ годахъ они производились Бриеромъ на дорогѣ Парижъ—Орлеанъ <sup>2)</sup>, Мишелемъ на Парижъ—Лионъ—Средиземное море <sup>3)</sup> и инженерами западной французской ж. д. на этой дорогѣ <sup>4)</sup>. Изъ позднѣйшихъ опытовъ отмѣтимъ опыты Клемминга на Шведскихъ дорогахъ <sup>5)</sup>, Дессесса на Бельгійскихъ <sup>6)</sup>, а также опыты Ватерлея на Х.-Н. ж. д. (1895) и Липеца на Ташк. (1910), къ сожалѣнію, нигдѣ не опубликованныхъ. Результаты всѣхъ этихъ опытовъ (за исключеніемъ, конечно, послѣднихъ двухъ) привели Марье къ заключенію, что *величина игры рессоръ  $z$  не зависитъ отъ скорости и колеблется въ предѣлахъ  $\pm 14$  m/m* <sup>7)</sup> отъ статическаго положенія. Ватерлей тоже пришелъ къ заключенію, что  $z$  не зависитъ отъ скорости, но что касается величины ея, то весной на пучинистыхъ мѣстахъ онъ наблюдалъ  $z$  до 20 m/m. Что же касается опытовъ Липеца на Ташкентской ж. д., то наибольшее значеніе  $+ 12$  m/m и наименьшее  $- 14$  m/m онъ наблюдалъ на входныхъ стрѣлкахъ ст. Оренбургъ при приѣмѣ паровоза со стороны Ташкента прямо на тракціонные пути. Соответственный кусокъ ленты его прибора приведенъ на фиг. 2,



Фиг. 2.

причемъ надо имѣть въ виду, что по оси абсциссъ въ этомъ приборѣ откладывается путь, а оси ординатъ удвоенное  $z$ . Путь **а в** на этой фигурѣ соответствуетъ прохожденію по входнымъ переводамъ. На перегонахъ же у него  $z$  колебалось между 2 и 5 m/m.

<sup>1)</sup> Von Weber. Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise. 1869.

<sup>2)</sup> Brière. Note sur le renversement du rail dans les voies Vignole. Revue Générale. 1883, № d'avril.

<sup>3)</sup> Michel. Etudes sur la stabilité des voies des chemins de fer. Revue Générale. 1885, № de mai.

<sup>4)</sup> Appareils enregistreurs des oscillations des ressorts de machines. Revue Générale. 1889, № de juillet.

<sup>5)</sup> Klemming. Exposé de la question des efforts des bandages sur les rails. Bulletin du Congrès I. 1892.

№ du mars.

<sup>6)</sup> Dessesse. Exposé de la question de la stabilité des essieux des locomotives.

<sup>7)</sup> Marié. Denivellations de la voie et oscillations des vehicules des chemins de fer. 1911, стр. 68.

Я бы затруднился назвать всё эти опыты исчерпывающими вопросом, ибо остается еще не выясненнымъ, какъ вліяетъ на  $z$  жесткость пути и рессоръ, но думаю, что едва ли можно отрицать за ними всякое практическое значеніе. Во всякомъ случаѣ, если мы остановимся на цифрѣ  $+20 \text{ m/m}$ , то это будетъ очень и очень осторожно и уже во всякомъ случаѣ не преуменьшено. Я лично думаю, что болѣе детальныя опыты понизить эту цифру, но пока они не произведены, благоразумнѣе держаться ея. Посмотримъ теперь, что эта цифра можетъ дать въ смыслѣ вліянія на  $Z$ . Изъ современныхъ типовъ паровозовъ, изучавшихся мной, наиболѣе жесткія рессоры имѣетъ паровозъ 0—4—0 нормального типа ( $\mathcal{M} = 138$ ), а наиболѣе мягкія паровозъ 2—3—0 типа Московско-Казанской ж. д., имѣющій благодаря двойной подвѣскѣ Нольтейна  $\mathcal{M} = 52$ , поэтому у перваго при  $z_m = 20$

$$\mathcal{M}z_m = 2760 \text{ kgr} = 0,41 \text{ П},$$

а у втораго

$$\mathcal{M}z_m = 1040 \text{ kgr} = 0,16 \text{ П}.$$

Отсюда ясно видно, какое вліяніе имѣетъ жесткость рессоръ на

$$Z_{max} = \text{П} + \mathcal{M}z_m - Z_o + Z_n,$$

а слѣдовательно и на напряженіе рельса

$$\sigma_m = \frac{\alpha a Z_{max}}{W},$$

и насколько благоразумно игнорировать это вліяніе или оцѣнивать его какимъ либо общимъ для всѣхъ паровозовъ коэффициентомъ.

Переходимъ къ величинѣ

$$Z_o = \frac{r\omega^2}{g} G \sin(\alpha + \gamma).$$

Величину

$$g = 9,81 \text{ m/sec}^2$$

можно считать для всѣхъ широтъ Россіи постоянной. Плечо мотыля  $r$  извѣстно для каждаго паровоза; вѣсъ избыточнаго противовѣса  $G$  и уголъ его отклоненія  $\gamma$  для каждаго колеса можетъ быть найденъ путемъ взвѣшивания вращающихся частей и опредѣленія вѣса и угла сдвига реального противовѣса. Работа эта по существу не представляетъ никакихъ трудностей, но, къ сожалѣнію, на дорогахъ выполняема очень рѣдко<sup>1)</sup>. Наконецъ угловая скорость

$$\omega = \frac{v}{D} 2 = \frac{V}{1,8 D},$$

гдѣ  $v$  есть скорость въ метрахъ въ секунду,  $V$  въ километрахъ въ часъ, а  $D$  діаметръ движущихъ колесъ въ метрахъ, измѣрить который кронциркулемъ не представляетъ никакихъ затрудненій. Если же значенія всѣхъ этихъ величинъ извѣстны, то величину

$$Z_o = \frac{r\omega^2}{g} G \sin(\alpha + \gamma)$$

мы можемъ подсчитать съ точностью до грамма.

Изъ всѣхъ изученныхъ мной паровозовъ самыя легкіе избыточные противовѣсы ( $G = 37,4 \text{ kgr}$ ) имѣютъ паровозы 2—2—0 тандемъ типа Путиловскаго, завода (серія П), для которыхъ

$$\frac{r\omega^2}{g} G = 1,162 \omega^2,$$

<sup>1)</sup> Подробности ея выполненія можно найти на стр. 236—238 протоколовъ XXV С. Съезда сл. тяги и на стр. 97—106 книги Нольтейна „Теорія и расчетъ противовѣсовъ“. (Москва. 1902).



что при  $\omega = 1000$  (302 оборота движущихъ колесъ въ минуту) даетъ

$$\text{Max } Z_0 = 1162 \text{ kgr} = 0,15 \text{ П.}$$

Наиболѣе же тяжелые противовѣсы имѣютъ паровозы 2—3—0 Воклена, у которыхъ для задней сѣпной оси

$$G = 259 \text{ kgr}$$

и

$$\frac{r\omega^2}{g} G = 8,69 \omega^2,$$

что для тѣхъ же 302 оборотовъ даетъ

$$\text{Max } Z_0 = 8690 \text{ kgr} = 1,15 \text{ П}$$

иными словами, при нижнемъ положеніи противовѣса заднія колеса этихъ паровозовъ перегружаются на 115%, а при верхнемъ даютъ отрицательное давленіе на ось. Такое явленіе имѣетъ мѣсто у нихъ при  $z=0$  начиная съ  $\omega$ , опредѣляемаго уравненіемъ

$$8,69 \omega^2 = \text{П} = 7500,$$

т. е. съ

$$\omega = \sqrt{\frac{7500}{8,69}} = 29,3$$

или

$$V = 1,8 D. 29,3 = 1,8 \times 1,88 \times 29,3 = 99 \text{ km/h.}$$

въ то время какъ у паровоза 2—2—0 тандемъ разгрузка получится лишь при

$$\omega = \sqrt{\frac{7750}{1,162}} = 79,$$

т. е. при

$$V = 1,8 \times 2 \times 79 = 285 \text{ km/h.}$$

При паровозахъ же съ 4 движущими механизмами системы де-Глена можно вовсе обойтись безъ избыточныхъ противовѣсовъ, а потому для нихъ  $Z_0$  можетъ быть сдѣлано равнымъ нулю.

Отсюда ясно насколько большее разнообразіе представляютъ современные паровозы въ смыслѣ величины избыточныхъ противовѣсовъ и какое громадное вліяніе имѣетъ эта величина на динамическую реакцію колеса на рельсъ.

Можно поэтому только удивляться, какъ такой авторитетъ въ паровозномъ дѣлѣ какъ Н. П. Петровъ на основаніи одного частичнаго примѣра, взятаго изъ курса Мухачева <sup>1)</sup>, категорически утверждаетъ, что перегрузъ и разгрузъ отъ противовѣса не превышаетъ 15% отъ статической нагрузки и что „приписываніе противовѣсамъ увеличенія давленія въ 50% слѣдуетъ часто признавать большимъ преувеличеніемъ“ <sup>2)</sup>. Здѣсь умѣстно будетъ отмѣтить что самый распространенный въ Россіи типъ—нормальный 0—4—0 имѣетъ на передней оси

$$G = 133,7 \text{ kgr}$$

$$\frac{r\omega^2}{g} G = 4,43 \omega^2,$$

что при постоянно ими достигаемой скорости

$$V = 50 \text{ km/h.}$$

<sup>1)</sup> Мухачевъ, Теорія и конструкція паровозовъ. 1895. стр. 304.

<sup>2)</sup> Петровъ. Напряженія въ рельсахъ. 1906. стр. 40 и 107.



т. е. при

$$\omega = \frac{50}{1,8 \cdot 1,2} = 23,2$$

дасть

$$Max Z_c = 530 \times 4,43 = 2350 \text{ kggr} = 0,365 \text{ П.}$$

Переходим теперь к величине  $Z_c$ , являющейся результатом эквивалентной длины шатуна и сил инерции частей движущихся в агрегате и валов. Выше мы видели, что

$$Z_c = \frac{11}{22} \frac{r r \omega^2}{L g g} q g \cdot \sin 2\alpha.$$

В современных паровозах  $q$  колеблется от 350 до 665  $kggr$ , а  $\frac{r r}{L}$  от  $\frac{1}{5}$  до  $\frac{1}{20}$ , поэтому

$Max Z_c$  колеблется от 2,2 до 0,6  $\omega^2$ , или

$$\sin 2\alpha = 1$$

колеблется от 2,2 до 0,6  $\omega^2$ , илиными словами для паровозов колеблется от 2,2 до 0,6  $\omega^2$ , илиными

$$Max Z_c > Max Z_0$$

и вообще эта величина колеблется в зависимости от конструкции паровоза в весьма широких пределах, что очевидно видно из коэффициентов, не представляющих собой постоянных.

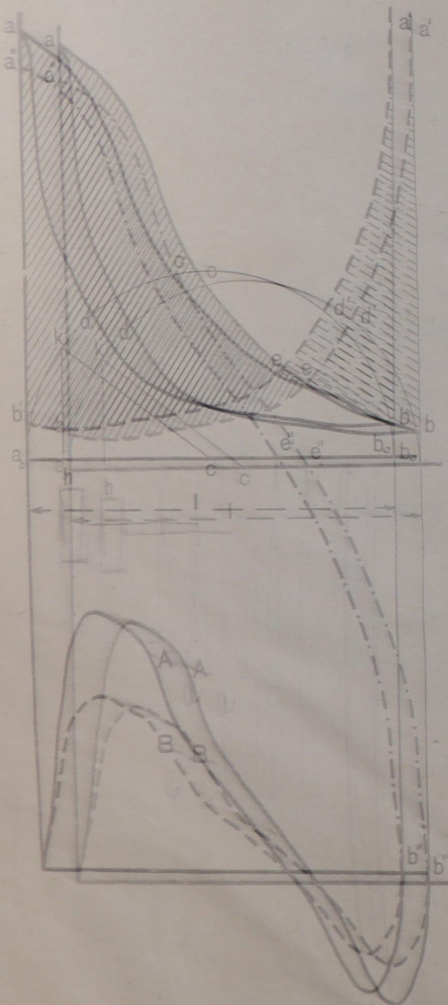
Нам остается рассмотреть еще величину

$$Z_{pr} = \frac{r r d^2 \omega^2}{L L^2} p p \sin^2 \alpha, \dots \dots \dots 44$$

которая выражает собой величину действия пара, передаваемого на ведущий колесо, благодаря конечности шатунов. Диаметр цилиндра  $d$ , входящий в формулу 44, может быть определен или средним или изъяснимым, или же  $p p$  является площадью поршня и  $\eta$  определяется с помощью опытами.

При определении  $d$  над должно учесть, что под этим символом мы обозначаем диаметр на поршне в данный момент, а не ординату индивидуальной диаграммы. Поэтому, для того, чтобы на основании этой последней получить  $p p$ , надо, как показано на фиг. 3, линию, противоположную  $a a d d b b$  повернуть на  $180^\circ$  в положение  $a' a' d' d' b' b'$  и вынести ординаты этой последней кривой из ординат кривой  $a a d d b b$  широкими стрелами, значения  $p p$  можем мы найти, как в ординатах заштрихованной площади, причем сменная штриховка соответствует положительным  $p p$ , а пунктирная отрицательным. Откладывая эти ординаты от оси абсцисс, мы получим  $p p$  в функции положения поршня в виде кривой  $a' a' e' e' b' b'$ . Для того же, чтобы найти значения

$$p p \sin^2 \alpha,$$



Фиг. 3.

строимъ на  $a, d$ , какъ на діаметрѣ кругъ; тогда для любого положенія поршня  $a, h$  при достаточно длинномъ шатунѣ

$$\sin \alpha \approx \frac{kh}{ko}$$

и, слѣдовательно,

$$p_x \sin \alpha = p_x \frac{kh}{ko}$$

Такимъ образомъ на фиг. 3 и построена кривая  $a$ . Что же касается кривой  $b$ , то она даетъ  $\eta p_x \sin \alpha$ .

Какъ показываютъ опыты надъ паровозами и въ пути и въ лабораторіи, съ увеличеніемъ скорости индикаторная діаграмма искажается и потому при равныхъ прочихъ условіяхъ  $p_x$  съ увеличеніемъ скорости падаетъ<sup>1)</sup>. Точно также падаетъ и  $\eta$ <sup>2)</sup>, и потому при томъ же впускѣ и томъ же положеніи поршня

$$Z_p = \eta \frac{r}{L} \frac{\pi d^2}{4} p_x \sin \alpha$$

будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ скорость больше. Точно также и наибольшее за оборотъ значеніе  $Z_p$  при большихъ скоростяхъ будетъ меньше, чѣмъ при малыхъ. Такъ, изучая на многихъ паровозахъ значенія  $p_x$  и  $\eta$ , я пришелъ къ заключенію, что при самыхъ большихъ наполненіяхъ значенія

$$\zeta_{max} = \text{Max} \left( \frac{\eta p_x}{p_k} \sin \alpha \right),$$

гдѣ  $p_k$  есть давленіе въ котлѣ,—не могутъ быть больше показанныхъ на фиг. 4 (стр. 12).

Этимъ графикомъ, при отсутствіи подъ руками опытныхъ данныхъ  $\zeta, p_k$  и  $\eta$  для даннаго паровоза, можно пользоваться не рискуя преуменьшить значеніе члена  $Z_p$  для опредѣленія его наибольшаго значенія

$$\text{Max } Z_p = \zeta_{max} \frac{r}{L} \frac{\pi d^2}{4} p_k$$

Благодаря тому, что  $Z_p$  падаетъ вмѣстѣ со скоростью, максимальное значеніе за оборотъ величины

$$Z_p - Z_c + Z_o$$

на *ведущей оси* у нѣкоторыхъ паровозовъ, напримѣръ у 0—4—0 нормальнаго типа съ перегрѣтымъ паромъ, можетъ оказаться почти не зависящимъ отъ скорости. Въ этомъ случаѣ, очевидно, вопросъ о предѣльной скорости рѣшается или величиной  $\text{max. } Z$  и  $\text{min. } Z$  на сѣпной оси, гдѣ  $Z_p = 0$  или даже  $\text{min. } Z$  на той же ведущей оси, ибо благодаря искаженію діаграммы съ увеличеніемъ скорости абсолютное значеніе  $\text{min. } Z_p$  растетъ вмѣстѣ со скоростью, примѣрно по закону указанному на фиг. 5, гдѣ

$$\zeta_{min} = \text{min} \left( \eta \frac{p_x}{p_k} \sin \alpha \right).$$

То обстоятельство, что въ своемъ первоначальномъ докладѣ XXV Совѣщательному Съѣзду мною не принята эта возможность проявленія отрицательнаго  $Z_p$  является однимъ изъ главнѣйшихъ его изъяновъ, который однако ни одинъ изъ моихъ оппонентовъ мнѣ не указалъ.

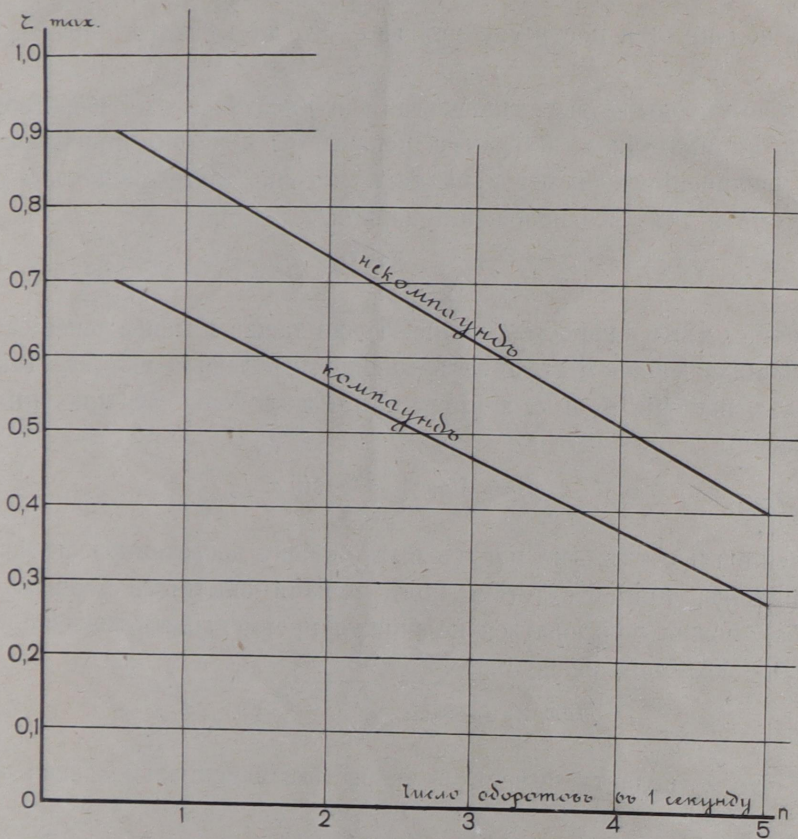
<sup>1)</sup> Романовъ. Паровозы. 1900, стр. 544. Ломоносовъ. Опытное изслѣдованіе товарныхъ паровозовъ компаундъ нормальнаго типа. 1907, стр. 195—201.

<sup>2)</sup> Тамъ же, стр. 215—217, 221. Goss. The Determination of the Friction Losses of Locomotives. Railroad Gazette. 1899, стр. 404.

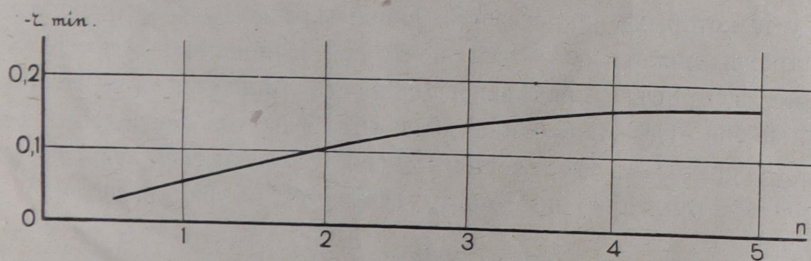
Что же касается цифровых значений  $Z_p$ , то максимумъ его доходить въ современныхъ паровозахъ при малыхъ скоростяхъ до 50% отъ статической нагрузки, а минимумъ до—15% не болѣе.

Возвращаясь теперь къ полному значенію

$$Z = \Pi + жз + Z_p - Z_c - Z_o$$



Фиг. 4.

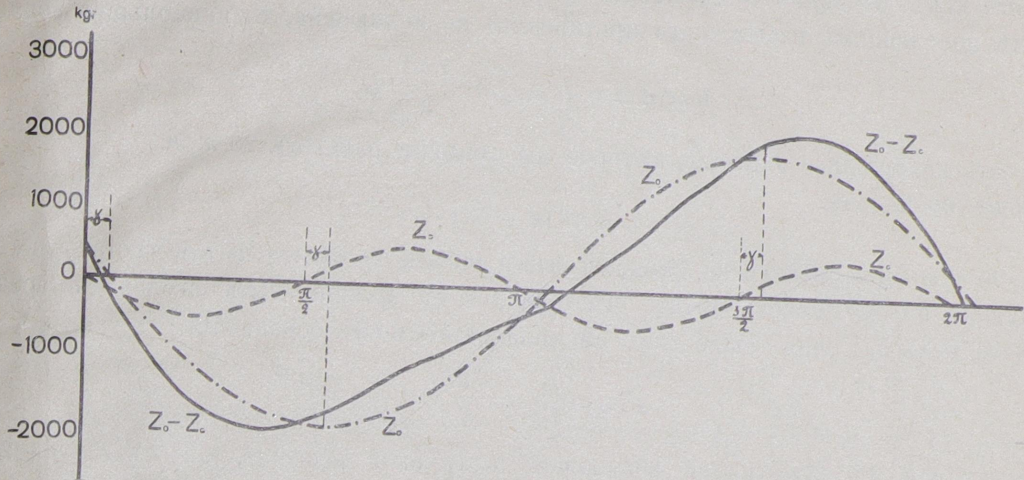


Фиг. 5.

мы видимъ, что для любого паровоза, съ достаточной для задачъ практики точностью, мы можемъ подсчитать максимальныя и минимальныя значенія каждаго отдѣльнаго члена, входящаго въ эту формулу. Намъ, однако, интересуютъ сейчасъ не эти отдѣльные максимумы и минимумы, а наибольшія и наименьшія значенія всего  $Z$  въ цѣломъ; первыя изъ нихъ дадутъ намъ возможность опредѣлить наибольшія напряженія въ рельсѣ

$$\sigma = \frac{\alpha a Z}{W}$$

а вторья—выяснить какъ велика опасность схода съ рельсъ влѣдствіе разгрузки колеса. Между тѣмъ максимумы и минимумы отдѣльныхъ членовъ формулы не совпадаютъ между собой. Мах. и min.  $Z_0$  имѣютъ мѣсто при случайныхъ неправильностяхъ пути, которыя могутъ совпадать съ любымъ положеніемъ колеса. Мах. и min.  $Z_0$  соотвѣтствуютъ, напротивъ, вполнѣ опредѣленнымъ положеніямъ мотыля (см. фиг. 6), равно какъ и мах., а также min.  $Z_0$  (тоже см. фиг. 6).



Фиг. 6.

Что же касается величины

$$Z_p = \gamma \frac{r}{L} \frac{\pi d^2}{4} p_x \sin \alpha,$$

то, какъ видно изъ фиг. 3, величины угла  $\alpha$  при которыхъ она проходитъ черезъ мах. или min. зависятъ отъ очертанія индикаторной діаграммы: при малыхъ впускахъ мах.  $Z$  получается какъ показано на фиг. 3 между

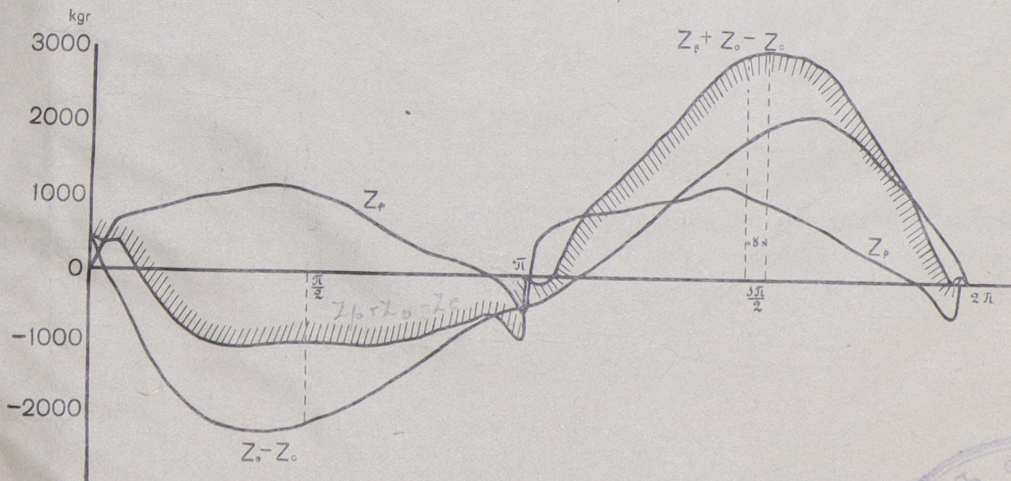
$$\alpha = \pi (\kappa + 1/6)$$

$$\alpha = \pi (\kappa + 1/2),$$

и

гдѣ  $\kappa$  любое цѣлое число, при отсѣчкахъ же больше  $1/2$  хода, какъ это видно изъ фиг. 7 около

$$\alpha = \pi \left( \kappa + \frac{1}{2} \right).$$



Фиг. 7. Впускъ 0,8.



Для того, чтобы лучше разобраться въ вопросѣ, какими же значеніями  $жz$ ,  $Z_0$ ,  $Z_c$  и  $Z_p$  намъ слѣдуетъ задаваться при опредѣленіи  $max$  и  $min$   $Z$ , рассмотримъ его отдѣльно для спаренныхъ и ведущихъ колесъ.

Для первыхъ

$$Z = \Pi + жz - Z_0.$$

Такъ какъ, очевидно, возможность совпаденія наибольшаго перегруза рессоры съ нижнимъ положеніемъ избыточнаго противовѣса не исключена, то наибольшее возможное

$$Max Z = \pi + жz_m + \frac{r \omega^2}{g} G,$$

гдѣ  $z_m$  есть наибольшее значеніе, которое мы приняли равнымъ 20  $m/m$ .

Такое совпаденіе

$$\alpha = 2\pi \left( \kappa + \frac{3}{2} \right) - \gamma$$

съ  $z = 20 m/m$  быть можетъ на данномъ звенѣ рельсъ не будетъ имѣть мѣста за все время его службы, но оно можетъ имѣть мѣсто и потому должно быть введено въ расчеты прочности рельса. Точно также какъ ни мала вѣроятность совпаденія

$$\alpha = 2\pi \left( \kappa + \frac{1}{2} \right) - \gamma,$$

дающаго  $min$   $Z_0$  съ наибольшей возможной разгрузкой рессоры, т. е. съ  $Z = -20 m/m$  мы должны въ интересахъ безопасности опредѣлять  $Z min$  по формулѣ

$$Min Z = \Pi - жz_m - \frac{r \omega^2}{g} G.$$

Переходимъ теперь къ ведущимъ колесамъ. Изъ фиг. 6, относящейся къ паровозу съ очень короткими шатунами ( $L/r = 5,9$ ) мы видимъ, что при впускахъ больше  $1/2 max$ .  $Z$  почти совпадаетъ съ

$$\alpha = 2\pi \left( \kappa + \frac{3}{2} \right) - \gamma,$$

дающимъ  $max$   $Z_0$ ; поэтому при большихъ впускахъ, съ точностью достаточной для практическихъ надобностей, мы можемъ считать, что  $max$   $Z$  соотвѣтствуетъ

$$Max. Z_0 = \frac{r \omega^2}{g} G$$

$$Z_p = \eta \frac{r}{L} \frac{\pi d^2}{4} p_k \sin \left[ 2\pi \left( \kappa + \frac{3}{2} \right) - \gamma \right] = \frac{r}{L} \xi \frac{\pi d^2}{4} p_k \cos \gamma$$

$$Z_c = \frac{1}{2} \eta \frac{r}{L} \frac{r \omega^2}{g} q_c \sin \left[ 2\pi \left( \kappa + \frac{3}{2} \right) - \gamma \right] = -\frac{1}{2} \eta \frac{r}{L} \frac{r \omega^2}{g} q_c \sin 2 \gamma$$

Если же принять во вниманіе, что при наружныхъ цилиндрахъ  $\cos \gamma$  всегда больше 0,98, а при внутреннихъ 0,93, то дѣлая очень небольшую ошибку, и притомъ въ сторону преувеличенія  $max$ .  $Z$ , можно сказать, что онъ соотвѣтствуетъ

$$Z_p = \frac{r}{L} \xi \frac{\pi d^2}{4} p_k$$

и

$$Z_c = -\eta \frac{r}{L} \frac{r \omega^2}{g} q_c \sin \gamma,$$

гдѣ  $\eta$  слѣдуетъ считать равной 0,9 — 1,0.

При малых же впусках, какъ показываетъ фиг. 8, на которой  $Z_p$  взято съ фиг. 3  $max. Z$  имѣетъ мѣсто примѣрно при

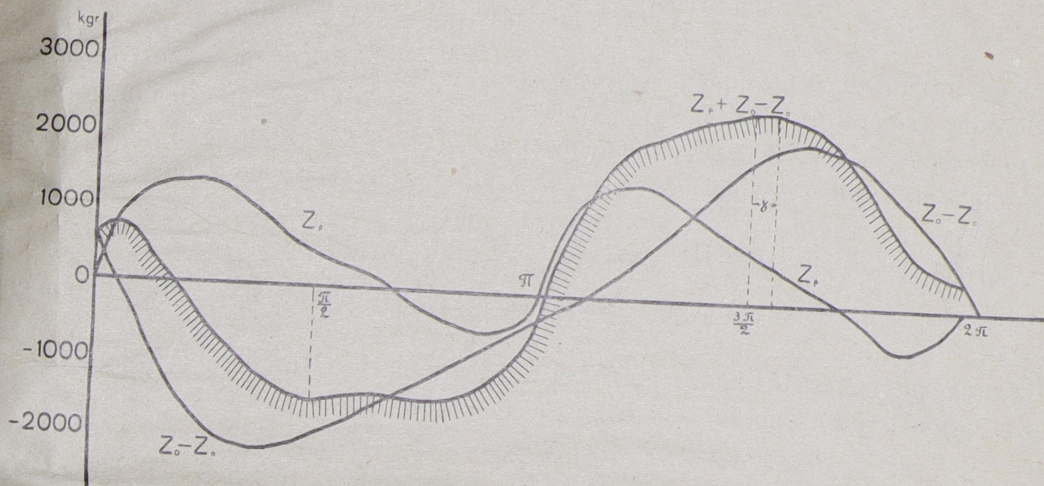
$$\alpha = 2\pi \left( 2k + \frac{3}{2} \right),$$

т. е. при

$$Z_0 = \frac{r\omega^2}{g} G \cos \gamma \approx \frac{r\omega^2}{g} G \approx Max. Z_0$$

$$Z_p = \frac{r}{L} \frac{\pi d^2}{4} p_x$$

$$Z_c = 0.$$



Фиг. 8. Впускъ 0,25,

Такъ какъ очевидно, что въ этомъ случаѣ

$$p_x < \zeta_{max} p_k,$$

то и получаемое при малых впускахъ  $max. Z$  будутъ меньше чѣмъ при большихъ, что непосредственно видно и изъ сравненія фиг. 7 и 8. Поэтому, для опредѣленія  $max. Z$  приходится предполагать, что машинистъ при очень большой скорости далъ отсѣчку большую 0,5, что, особенно при паровозахъ компаундъ, не представляетъ ничего невѣроятнаго, и пользоваться формулой

$$Max. Z = \Pi + \mu z_m + \frac{r\omega^2}{g} G + \frac{r}{L} \zeta_{max} \frac{\pi d^2}{4} p_k + \frac{r}{L} \frac{r\omega^2}{g} q_c \sin \gamma, \dots 8$$

гдѣ  $\zeta_{max}$  дается фиг. 4. Наличие такого максимума требуетъ совпаденія въ одинъ и тотъ же моментъ трехъ обстоятельствъ: наибольшаго перегруза рессоры, наивысшаго положенія избыточнаго противовѣса и большого наполненія цилиндровъ. Такое совпаденіе конечно случается очень рѣдко, но оно возможно и потому напряженіе въ рельсахъ

$$\sigma = \frac{\alpha a Z}{W}$$

мы должны рассчитывать именно на него.

Съ другой стороны тотъ фактъ, что такое совпаденіе на данномъ звенѣ рельсъ можетъ имѣть мѣсто разъ въ годъ, а то и рѣже, позволяетъ допускать для рельсъ значенія  $\sigma$  почти равныя предѣлу упругости. Въ самомъ дѣлѣ въ своемъ докладѣ XXV Совѣщатель-

ному Съезду я указывалъ, что при скорости 35 верстъ въ часъ наибольшее напряженіе 18 фунтоваго рельса подъ нормальнымъ паровозомъ, оказывается по указаннымъ выше формуламъ равнымъ 34  $kg/mm^2$ , между тѣмъ какъ многолѣтняя практика Сѣверныхъ, Пермской, Сибирской, Средне-Азиатской и Забайкальской дорогъ установила, что скорость 35 вер. въ часъ для этихъ паровозовъ и 18 фунтоваго рельса достаточно безопасна. Съ другой стороны допущеніе при обслуживаніи этими паровозами служебныхъ поѣздовъ скоростей до 55, по тѣмъ же 18 фунтовымъ рельсамъ, я считаю уже недопустимымъ рискомъ, ибо тогда при неблагоприятномъ совпаденіи  $Z_m$ ,  $Z_o$  и  $Z_p$  напряженіе въ рельсѣ могло достигъ

$$\sigma = \frac{0,35 \cdot 71}{82} (11 \pm 500 + 0,47 V^2) = 39,5 \text{ } kg/mm^2,$$

что можетъ оказаться выше предѣла упругости рельсовой стали (38 — 40  $kg/mm^2$ ).

Переходя теперь къ  $min. Z$ , изъ фиг. 8 и 9 мы видимъ, что при всякихъ впускахъ абсолютное значеніе  $min. Z$  будетъ больше при  $Z_p = 0$  т. е. при ѣздѣ безъ пара; вотъ почему для  $min. Z$  для ведущей оси я предлагаю пользоваться формулой

$$Min. Z = \Pi - \mu z_m - \frac{r\omega^2}{g} G - \frac{r\omega^2}{g} \frac{v}{L} q_c \sin \gamma.$$

Впрочемъ, наименьшее  $Z$  даетъ обычно не ведущая, а передняя или задняя спаренная ось.

На этомъ позвольте и кончить съ вертикальными силами. Изъ разсмотрѣнія ихъ мы вывели два условія безопасности движенія: прочности рельса

$$\frac{\alpha \alpha Z_{max}}{W} \leq \sigma \dots \dots \dots I$$

и безопасности отъ разгрузки колеса

$$Z_{min.} \geq \alpha \Pi, \dots \dots \dots II$$

гдѣ  $\alpha$  есть нѣкоторая правильная дробь принимаемая отъ  $1/4$  до  $1/2$ . Первое изъ этихъ условій показываетъ, что напряженіе въ рельсѣ не должно превосходить нѣкотораго предѣла, а второе, что при самыхъ неблагоприятныхъ условіяхъ давленіе колеса на рельсѣ должно быть положительнымъ и не меньшимъ нѣкоторой доли статической нагрузки.

Въ паровозѣ однако есть еще горизонтальная усилія, которыя съ одной стороны даютъ отъ колеса на рельсѣ боковую реакцію  $Y$ , а съ другой вызываютъ въ стяжкѣ между паровозомъ и тендеромъ, реакцію  $X$ . Первая стремится расшить путь, а вторая оторвать паровозъ отъ тендера.

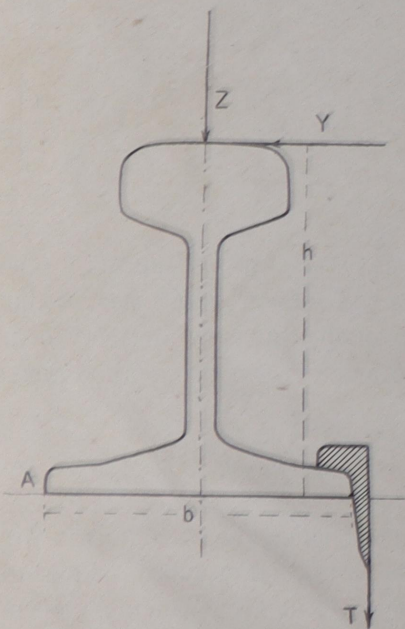
Долженъ сознаться, что въ моемъ докладѣ XXV Съезду при выводѣ условія устойчивости рельса подъ

вліяніемъ силы  $Y$  была допущена ошибка, не замѣченная Съездомъ: Дѣло въ томъ, что опрокидывающему моменту

$$Y h$$

сопротивляется не только моментъ сопротивленія костылей

$$b T,$$



Фиг. 9.



ю и моментъ

$$\frac{b}{2} Z,$$

который я не принялъ во вниманіе въ докладѣ XXV Съѣзду. На эту ошибку мнѣ указать инж. В. А. Штукенбергъ, которому и считаю долгомъ передъ Съѣздомъ засвидѣтельствовать свою благодарность. При этой поправкѣ условіе боковой устойчивости рельса получаетъ видъ.

$$Y \leq \frac{b}{h} \left( T + \frac{Z}{2} \right) \dots \dots \dots \text{III}$$

Что же касается условія прочности стяжки, то его можно написать подѣ видомъ

$$\frac{x}{Q} \leq \sigma_c, \dots \dots \dots \text{IV}$$

дѣ  $Q$  поперечное сѣченіе стяжки, а  $\sigma_c$  допускаемое въ ней напряженіе.

Такъ какъ  $Z$ ,  $Y$  и  $X$  суть опредѣленные для данного паровоза функціи скорости, то на основаніи написанныхъ четырехъ неравенствъ мы можемъ найти четыре предѣльныхъ скорости движенія. Наименьшая изъ нихъ и есть искомая. Дѣло, однако, въ томъ, что при современныхъ конструкціяхъ соединенія паровоза и тендера условіе IV даетъ всегда скорости гораздо большія, чѣмъ всѣ прочія. Поэтому въ настоящее время это условіе не имѣетъ практическаго значенія. Точно также при употребленіи телѣжекъ съ боковымъ размѣщеніемъ, которыя уменьшаютъ  $Y$  въ 5—8 разъ, и третье условіе не даетъ рѣшающихъ цифръ. Вотъ почему сегодня я позволилъ себѣ остановить Ваше вниманіе на величинѣ  $Z$ . Въ правильномъ ея опредѣленіи и лежитъ залогъ цѣлесообразнаго рѣшенія вопроса о предѣльныхъ скоростяхъ.

241046

