

W 464
32

ТРУДЫ
НАТИ

—
ВЫПУСК
45

МАШГИЗ 1947

W 464
 381

Общественный
 Книжный
 фонд

ТРУДЫ НАТИ

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

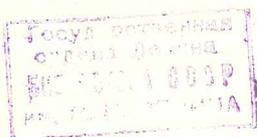
Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
6	3-я снизу	(+273°)	(° Ц +273)	Корр.
7	2-я "	Inst. Mechl. Eng.	Inst. Mech. eng.	"
35	32-я "	Erk und Enk,	Erk und Erk,	Авт.
35	5-я "	2927	1927	Корр.
116	Фиг. 11	P_T	P'_T	Авт.
139	14-я сверху	P_{n_2}	P'_{n_2}	Корр.
139	19-я "	P_2	P_3	"
139	11-я снизу	(23)	(23')	Тип.
174	Фиг. 5	U_2 — пылесодержание	φ_2 — пылесодержание	Изд.
179	Таблица 8, графа 5-я	пленки воды	пленки воды в микронах	Авт.
182	8-я снизу	в ккал/м ² час;	в ккал/м ² час °Ц;	Корр.

Труды НАТИ, вып. 45, Зак. 724.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ „ТРУДОВ НАТИ“
Директор А. Г. ВОВК — ответственный редактор

ЧЛЕНЫ РЕДКОЛЛЕГИИ:

главный инженер В. Н. ЛЯЛИН, проф. доктор техн.
наук Н. Р. БРИЛИНГ, проф. Г. Г. КАЛИШ, проф.
М. М. ХРУЩЕВ, ст. научные сотрудники: канд.
техн. наук И. С. МЕЗИН, А. В. ОСИПЯН,
Г. И. САМОЛЬ, Д. А. ЧУДАКОВ, Б. И. ГОСТЕВ,
инж. В. Я. СЛОНИМСКИЙ



2007339274

Профессор доктор техн. наук Н. Р. БРИЛИНГ

*К 45-ЛЕТИЮ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ
И ПЕДАГОГИЧЕСКОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ*

Исполнилось 70 лет со дня рождения и 45 лет научно-исследовательской и педагогической деятельности профессора доктора технических наук, члена Ученого Совета НАМИ Николая Романовича Брилинг.

Работникам автомобильной, тракторной и танковой промышленности, научным работникам и студентам широко известно имя Н. Р. Брилинг, воспитавшего за 45 лет большое количество квалифицированных инженеров-двигателистов и научных работников, внесшего своими трудами ценный вклад в науку, участвовавшего и участвующего в разработке важнейших научных проблем.

Н. Р. Брилинг является одним из основоположников научной автомобильной лаборатории НТОВСНХ, позднее выросшей во Всесоюзный научный авто-тракторный институт (НАТИ), ныне НАМИ.

Многолетнее одновременное ведение педагогической работы во втузе и научно-исследовательской работы в НАТИ и других организациях способствовало тому, что Николай Романович Брилинг в настоящее время является крупнейшим общепризнанным специалистом в области двигателестроения и уважаемым профессором в студенческой и аспирантской среде.

Желаем Николаю Романовичу Брилинг долгих лет хорошей жизни и плодотворной работы на благо нашей Социалистической Родины.



РЕДАКЦИЯ „ТРУДОВ НАМИ“.

РАМАЙЯ К. С.

магистр химических наук

ВНУТРЕННЕЕ ТРЕНИЕ СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ

Сообщение I. Новое представление и новое уравнение для температурной зависимости вязкости.

В статье на основании анализа аномалий вязкости смазочных масел показано, что при низких температурах экспериментально можно установить два равновесных состояния:

1) вязкость при статическом равновесии, достигаемая при нулевом градиенте скорости; 2) вязкость при состоянии динамического равновесия, достигаемая при бесконечном градиенте скорости.

При повышении градиента скорости значение вязкости первой категории асимптотически падает, приближаясь к значению второй категории.

Получено два разных уравнения температурной зависимости вязкости первой и второй категории. Продемонстрировано, что даже при высоких температурах обычно определяемые вязкости относятся к первой категории. Исходя из этого, сделан вывод, что при высоких градиентах скорости трение в работающих механизмах должно быть ниже, чем рассчитанное.

Введение

В настоящее время можно считать вполне установленным фактом, что в работающих механизмах в условиях полной смазки, т. е. в условиях полного разделения трущихся поверхностей жидкой пленкой смазки трение механизма целиком определяется внутренним трением смазки. Коэффициент внутреннего трения называется вязкостью.

Вязкость смазки, действующей в рабочем механизме, является вязкостью при температуре и давлении, имеющих место между трущимися поверхностями. Благодаря резкому изменению вязкости с изменением температуры, в первую очередь приходится принимать во внимание температурную зависимость вязкости смазки, и вот почему в последнее время получил полное признание факт, что для оценки качества смазочных масел вообще и масел для авиационных и авто-тракторных двигателей в осо-

бенности необходимо знать не только вязкость масла при одной произвольно выбранной температуре (как то: 50° Ц или 100° Ц), но также необходимо знать температурную зависимость вязкости.

Вязкость при двух температурах (или индекс вязкости), обычно включаемая в технические условия, дает только качественные и сравнительные оценки температурной зависимости вязкости различных масел, но не позволяет произвести расчет вязкости при любой желаемой температуре.

Насколько резко изменяется вязкость от температуры и насколько сложен характер этих изменений, видно из нижеследующей таблицы, где сопоставляется порядок изменения значения вязкости от температуры четырех образцов масла.

Таблица 1

Изменение температуры		Кратное изменение вязкости			
от	до	Вискозин	Автол 10	Автол 10 +10% керосина	Автол 10 +20% керосина
100°	(50°)	16	6,5	5	3,5
50°	0°	450	55	30	20
0°—	—50°	1 000 000	3600	2500	200

Понижение температуры вискозина от 100° до 50° Ц повышает его вязкость приблизительно в 16 раз, но понижение его температуры от 0 до —50° Ц повышает его вязкость уже приблизительно в миллион раз. Менее вязкий образец масла (автол 10+20% керосина) обнаруживает значительно менее резкое изменение вязкости от изменения температуры. Так, понижение температуры от 100 до 50° Ц повышает его вязкость приблизительно в 3,5 раза и понижение температуры от 0 до —50° Ц повышает его вязкость только в 200 раз.

В течение последних 20 лет делались попытки разными исследователями найти функциональную зависимость вязкости от температуры для смазочных масел.

Эмпирическая формула Вальтера [1], стандартизованная ASTM, в последнее время широко применяется в разных странах мира, в том числе и у нас, для таких расчетов. Номограммы, основанные на этой формуле, были выпущены сперва ASTM [2] и потом у нас в Союзе для упрощенных графических расчетов.

Эта формула гласит следующее:

$$\lg \lg (\nu + 0,8) = A - B \cdot \lg T, \quad (1)$$

где ν — кинематическая вязкость в сантистоксах;

A и B — постоянные, характеризующие данное масло;

T — абсолютная температура (+273° Ц).

Это уравнение рекомендуется только для масел, имеющих вязкость выше чем 50 сантистоксов при 20° Ц. Для более низко-

вязких масел имеются в литературе указания заменить постоянную 0,8 другими значениями. Так, например, Барнард [1a] рекомендует пользоваться постоянной 0,89 вместо 0,8 в случае низковязких масел. Необходимо отметить, что уравнение Вальтера в его первоначальной форме гласило:

$$\lg \lg (\nu + a) = A - B \lg T,$$

где постоянная a имела значение различное для каждого образца масла.

В дальнейшей работе Вальтер применил постоянную 0,95 как среднюю величину. Позже Вальтер, проверяя свое уравнение совместно с ASTM, поставил $a = 0,8$ как более близкую к среднему значению. В 1936 г. Эрк и Эрк [12], подвергая уравнение Вальтера расчетной проверке на 12 образцах масла (в вязкостных пределах 14,58 сантистоксов при 20° Ц до 10650 сантистоксов при 20° Ц), вязкости которых определялись с большой точностью от 20 до 80° Ц, показали основной недостаток уравнения Вальтера, подтвержденный Бааром [34] и другими авторами. Постоянная B в данном уравнении [наклон кривых температурной зависимости вязкости] фактически не является постоянной, характерной для данного образца масла, но зависит от точек, взятых для расчета. Обычно, чем ниже температуры, взятые для расчета, тем выше значение B (см. дальше замечания к фиг. 9 и 9а). В последнее время проф. Воларовичем было предложено вести расчеты, принимая вязкость при 0 и 100° Ц для составления уравнения, чтобы вести экстраполяцию до —25° Ц и до +150° Ц с допустимыми для практики отклонениями.

Из вышеописанного ясно, что уравнение Вальтера позволяет вести приблизительный расчет температурной зависимости вязкости смазочных масел в более или менее широких пределах температур, не претендуя правильно изображать функциональную зависимость вязкости от температуры.

Существует общепринятое мнение, что в области низкой температуры при понижении температуры масла ниже определенной точки вязкость его начинает нарастать так сильно, что формула Вальтера по своему характеру вообще не применима. Для масел, содержащих парафин, эта низкая температурная область наступает значительно раньше, чем для непарафинистых масел¹.

Область низких температур, где наблюдается чрезвычайное повышение вязкости, называется областью аномальной или структурной вязкости. Вязкость в этой низкой температурной зоне приобретает для нас особый интерес в связи с сопротивлением, встречаемым при запуске двигателя в зимних условиях, и подачей холодного масла к подшипникам до полного прогрева масла в картере. Поэтому в настоящем сообщении рас-

¹ Barnard, General Discussion on Lubrication, Inst. Mech. Eng., London 1937, vol. 2; p. 213.

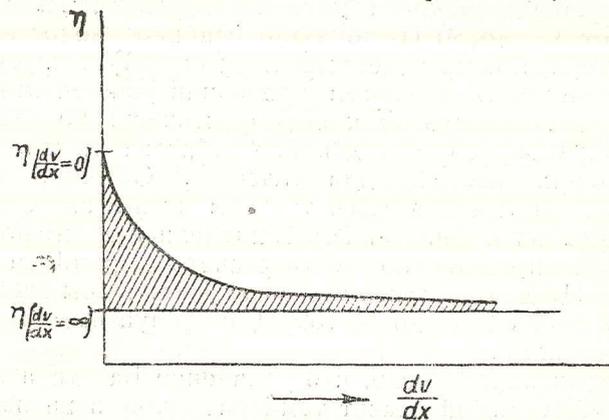
смотрим сначала {аномалию вязкости смазочного масла и затем выведем уравнение, выражающее температурную зависимость вязкости в области аномальной вязкости и в области нормальной.

Аномалия вязкости смазочных масел

Вязкость жидкости в истинном смысле этого слова, т. е. нормальная или ньютоновская вязкость, является коэффициентом в ньютоновском уравнении, выражающем зависимость силы внутреннего трения от градиента скорости.

$$F = \eta \cdot S \frac{dv}{dx}, \quad (2)$$

где F — сила, прилагаемая к плоскости площадью S в жидкости, перемещающейся параллельно другой плоскости, отстоящей от нее на расстоянии x , с постоянной скоростью v ;



Фиг. 1. Изотерма зависимости вязкости от градиента скорости.

η — коэффициент внутреннего трения жидкости, называемый просто вязкостью;

$\frac{dv}{dx}$ — градиент скорости.

Из этого уравнения видно, что коэффициент вязкости η является величиной, не зависящей от градиента скорости. Вязкость же смазочных масел, измеряемая в вышеуказанной области низких температур, зависит от градиента скорости: понижается с повышением градиента скорости и асимптотически приближается к какому-то постоянному значению. В этом и заключается ее основная аномалия.

Зависимость вязкости от градиента скорости может быть выражена изотермой (фиг. 1). На этой фигуре вязкости при нулевом градиенте скорости $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=0\right)}$ и при бесконечном градиенте скорости $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)}$ могут быть рассмотрены как два равно-

весных состояния, между которыми колеблется значение вязкости в зависимости от градиента скорости или прилагаемого усилия, причем $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=0\right)}$ представляет равновесное состояние покоя

и связано меньшей потенциальной энергией; $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)}$ представляет состояние динамического равновесия и связана большей потенциальной энергией и достигается только при условиях стабилизированного потока.

Для приведения данной системы от $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=0\right)}$ к $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)}$ необходимо приложить определенную силу $f \cdot \eta_{\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)}$ может быть

названа истинной вязкостью, ибо, согласно выдвинутому понятию, она не зависит от градиента скорости. $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=0\right)}$ обычно называется аномальной или структурной вязкостью и f автором была названа [3] предельной тиксатропной силой.

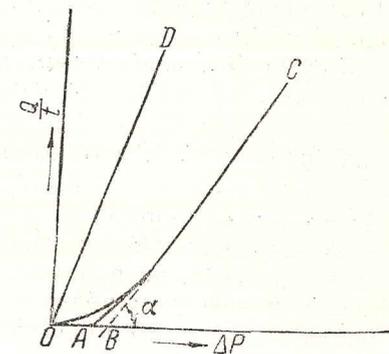
Аномальная вязкость, таким образом, разлагается на две части: 1) истинную вязкость $\eta_{\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)}$ и

2) тиксатропную силу f .

Для определения истинной вязкости мы приняли способ выдавливания охлажденного масла через узкие трубки, т. е. принцип капиллярного вискозиметра. Соотношение между напором ΔP и количеством протекшего масла в единицу времени Q при этом получается в виде кривых, изображенных на фиг. 2.

На этом графике прямая OD представляет собой соотношения между ΔP и Q для нормальной или ньютоновской жидкости, а котангенс угла между OD и абсциссой представляет собой вязкость после умножения его на соответствующую постоянную прибора. Кривая AC представляет собой соотношение между ΔP и Q для пластичного тела и OC — для псевдопластичного тела.

Отрезок на абсциссе OA может быть назван пределом текучести или статическим предельным напряжением сдвига пластичного тела. При экстраполяции прямолинейного участка кривых OC и AC получается отрезок OB на оси абсцисс. OB называется динамическим (или бингамовским) предельным напряжением сдвига. Значение OB после умножения на соответствующую постоянную дает нам значение величины f , т. е. предельную тиксатропную силу, ибо это и есть сила, необхо-



Фиг. 2. Изотермы зависимости протекания масла от давления.

димая для поддержания системы в состоянии динамического тиксатропного равновесия, — в состоянии стабилизированного потока, представляемого прямолинейным участком кривых OC и AC .

$ctg \alpha$, образуемый прямой CB на оси абсцисс, представляет собой (после умножения на соответствующую постоянную прибора) истинную вязкость $\eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$. (Эта величина, названная

раньше [3] остаточной вязкостью, и была обозначена $\bar{\eta}$.) Легко можно убедиться, что $ctg \alpha$ действительно представляет вязкость при бесконечном градиенте скорости или при бесконечном напоре ΔP , если провести прямые через нуль осей координат к различным точкам на кривую AC (как автором было сделано раньше [4]) и выразить полученные вязкости как функции ΔP . Полученная кривая асимптотически приближается к значению, равному $ctg \alpha$.

Кривая OC , изображающая характер течения псевдопластичного тела, позволяет рассчитать $\eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$, как для пластичного

тела (кривая AC), и одновременно определить $\eta\left(\frac{dv}{dx}=0\right)$, ибо

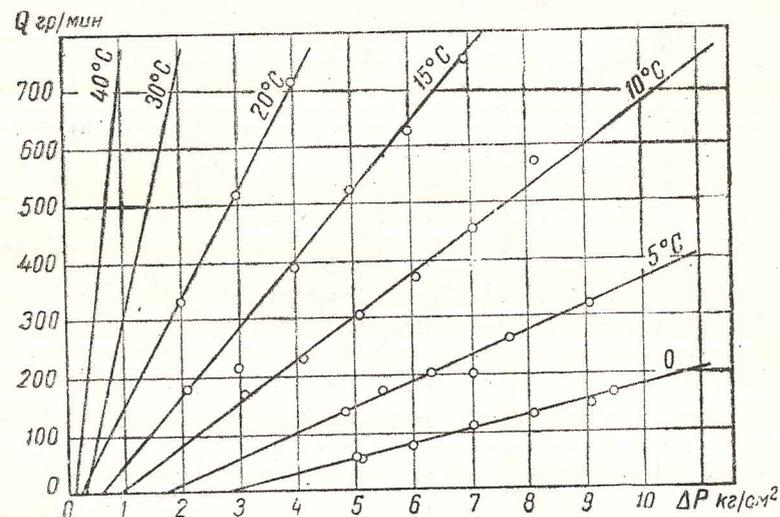
вблизи нуля координат она обычно выпрямляется и проходит через него как прямая линия. Это обстоятельство заставляет нас задуматься, не является ли прямая OD также лишь прямолинейным участком вблизи нуля какой-то кривой, которая может показать свой загиб при соответствующем повышении напора ΔP . Действительно, опыты показывают, что ряд масел, которые дают нормальное соотношение между ΔP и Q в условиях обычной вискозиметрии (небольшие напоры на капилляры), в опытах же с большими напорами обнаруживают ярко выраженное динамическое предельное напряжение сдвига. Так, например, автол 18 селективной очистки, который ведет себя как нормальная жидкость при условиях обычной вискозиметрии, т. е. дает прямую линию $Q-\Delta P$, проходящую через нуль координат; в опытах же с большими напорами на капилляры дает значительное динамическое предельное напряжение сдвига даже при $+40^\circ C$.

На фиг. 3 показаны соотношения между ΔP и Q для автола 18 селективной очистки при разных температурах, полученные при выдавливании его через медную трубку диаметром 0,55 см, длиной 102 см. Многочисленные опыты с различными образцами масел при низких температурах позволили нам установить подобное соотношение между ΔP и Q и вывести уравнение, выражающее температурную зависимость истинной вязкости, т. е. вязкости при бесконечном градиенте скорости $\eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$.

На коаксиальном, или ротационном, вискозиметре вязкость определяется путем наблюдения сопротивления, оказываемого слоем масла, заключенного между двумя концентрически распо-

ложенными цилиндрами, один из которых вращается при наложении тангенциального усилия. На этом вискозиметре также можно получить кривые, подобные изображенным на фиг. 2. В этом случае ΔP означает наложенное усилие, и вместо Q подставляется угловая скорость вращения. Подробных данных, представляющих соотношение между ΔP и ω , на таком вискозиметре у нас не имеется. Однако в 1941 г. появились в печати сведения вязкости разных масел, полученные на коаксиальном вискозиметре проф. Добрянским [5] при низких температурах. Этот вискозиметр имеет зазор 0,085 мм между цилиндрами.

В Институте машиноведения Академии Наук СССР построен коаксиальный вискозиметр для определения вязкости масел при низких температурах [6]. Зазор между цилиндрами этого виско-



Фиг. 3. Зависимость количества протекшего масла Q г/мин от напора ΔP кг/см², $l = 102$ см; $r = 0,275$. Масло автол 18 селективной очистки.

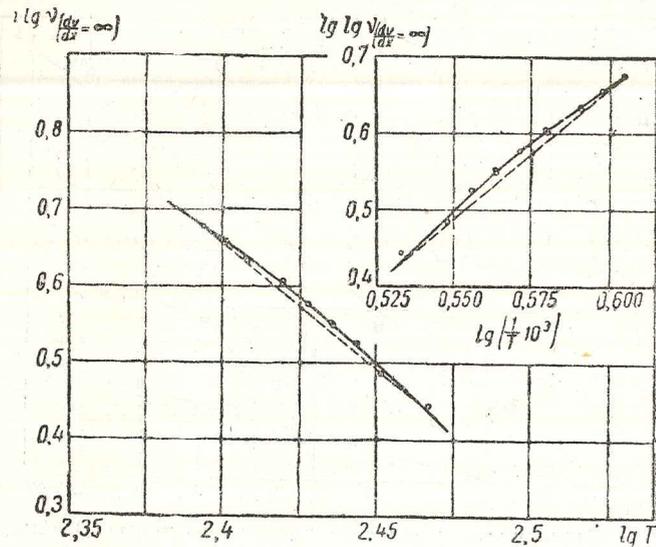
зиметра (около 3 мм) и скорость, с которой вращается вискозиметр, при определении вязкости позволяют нам предполагать, что здесь определяются вязкости, близкие к $\eta\left(\frac{dv}{dx}=0\right)$. Данные,

полученные на этом вискозиметре проф. Воляровичем¹, показывают, что прямая, выражающая соотношение ΔP и ω , проходит через нуль координат даже при весьма низких температурах, таким образом подтверждая наше предположение, что здесь определяется именно $\eta\left(\frac{dv}{dx}=0\right)$.

На коаксиальном вискозиметре повышение градиента скорости может быть достигнуто путем уменьшения зазора между

¹ Выражаю благодарность проф. М. П. Воляровичу за предоставление мне отчета о работе на этом вискозиметре для ознакомления.

цилиндрами, равно как и повышением скорости вращения, что и вытекает непосредственно из уравнения (2). Малый зазор на вискозиметре Добрянского (0,085 мм по сравнению с 3 мм на вискозиметре Воляровича) дает градиент скорости порядка в 35 раз больше, чем на вискозиметре Воляровича при одинаковых скоростях. Следовательно, если принять данные на вискозиметре проф. Воляровича как $\eta\left(\frac{dv}{dx}=0\right)$, тогда будет справедливо предполагать, что данные на вискозиметре проф. Добрянского лежат близко к $\eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$, учитывая форму вязкостной изотермы, получаемой при изображении η как функции $\frac{dv}{dx}$.



Фиг. 4. Температурная зависимость $\nu\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$, выраженная по уравнению Вальтера. Масло автол 10 селективной очистки.

Это предположение вполне оправдывается при разработке экспериментальных данных этих двух вискозиметров, как будет показано в следующем разделе.

Температурная зависимость вязкости $\eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$ и $\eta\left(\frac{dv}{dx}=0\right)$

Оказалось, что температурная зависимость данных по вязкости $\eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$ (ранее названная $\bar{\eta}$ и $\bar{\nu}$ [3]), полученная на капиллярном приборе, не выражается уравнением Вальтера, как показано на фиг. 4 [1, 2], и по мере понижения температуры эти данные больше и больше отклоняются от расчетных по

формуле Вальтера, располагаясь ниже их. Эти данные хорошо выражаются уравнением более простого типа

$$\lg \bar{\eta} = \lg \eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right) = A + B \frac{1}{T}, \quad (3)$$

где A и B — постоянные;
 T — абсолютная температура.

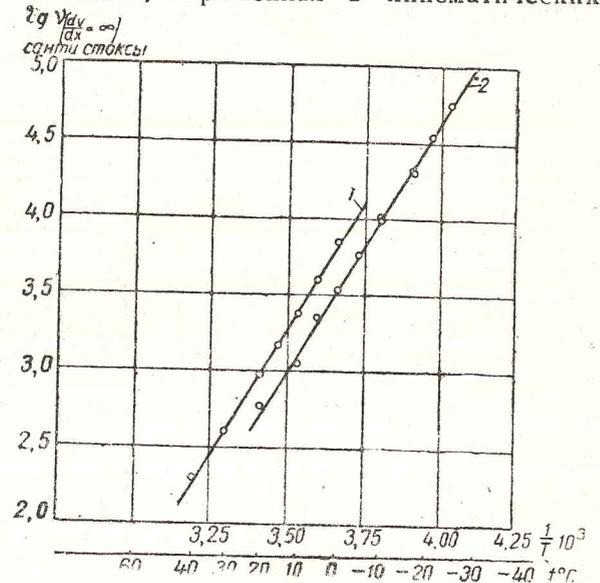
На фиг. 4а построены кривые зависимости $\lg \nu$ от обратной величины абсолютной температуры $\frac{1}{T}$ для двух масел, исследованных в лаборатории на капиллярном приборе до температуры -30°C . (ν — истинная вязкость, выраженная в кинематических единицах — сантистоксах.)

Для построения кривой 2 фиг. 4а взяты те же данные, на основании которых построены кривые на фиг. 4. Следовательно, эти данные правильно выражаются в координатах $\frac{1}{T}$ и $\lg \nu\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$, а не функцией $\lg T \lg \nu$.

На фиг. 5 показаны данные истинной вязкости, полученные проф. Добрянским на коаксиальном вискозиметре до температуры -50°C ($\eta\left(\frac{dv}{dx}=\infty\right)$ в динамических единицах — в пуазах).

Фиг. 4а и 5 наглядно показывают прямолинейное соотношение между логарифмом вязкости и обратной величиной абсолютной температуры, т. е. справедливость уравнения (3). На фиг. 5 наблюдаются переломы кривых, что представляет значительный интерес с точки зрения теории структуры жидкостей.

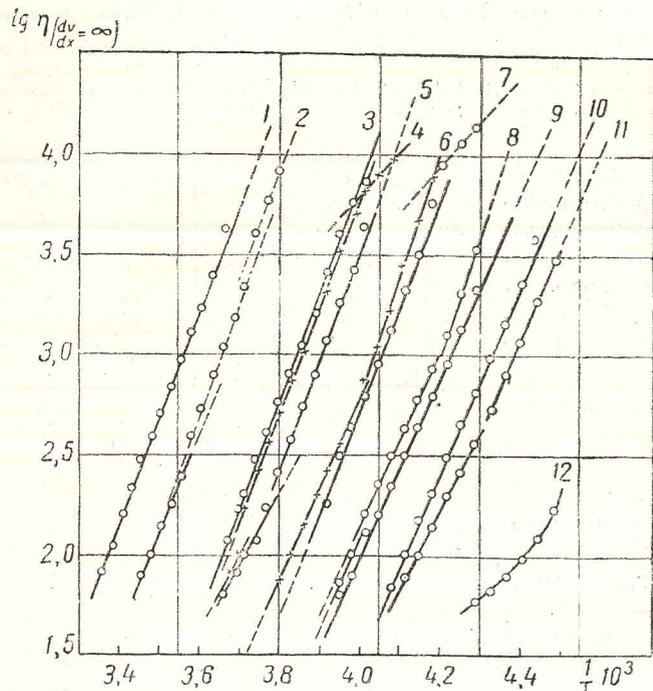
Необходимо отметить, что уравнение (3), примененное в особенности в его экспоненциальной форме $\eta = A' \cdot e^{\frac{B'}{T}}$, лежит в основе кинетических теорий вязкости жидкостей, разработанных разными физиками [7, 8, 9]. Это уравнение, впервые приме-



Фиг. 4а. Зависимость вязкости при бесконечном градиенте скорости от температуры (на капиллярном приборе):

1 — масло автол 18 селективной очистки, 2 — масло автол 10 селективной очистки.

ненное Гудманом [10а], а теоретически выведено Раманом [10] (обычно называемое уравнением Рамана), оказалось справедливым для температурной зависимости вязкости всех нормальных неассоциированных жидкостей, в том числе для всех низкомолекулярных углеводородов. Даже ряд жидкостей, известных как ассоциированные, подчиняется этому уравнению. Так, например, вода, известная как ассоциированная жидкость, показывает температурную зависимость вязкости согласно этому уравнению, обнаруживая перелом кривой при температуре, при которой



Фиг. 5. Вязкость $\eta \left(\frac{dv}{dx} = \infty \right)$ при низких температурах, полученная на ротационном вискозиметре (данные проф. Добрянского):

1 — нигрол, 2 — вискозин, 3 — цилиндрическое, 4 — авнамасло, 5 — автол 10, 6 — моторное М, 7 — машинное 2, 8 — турбинное, 9 — веретенное 3, 10 — фракция веретенного масла, 11 — веретенное 2, 12 — вазелиновое.

рентгенографические и другие исследования указывают на изменение внутренней структуры [11]. Таким образом истинная вязкость смазочных масел, т. е. $\eta \left(\frac{dv}{dx} = \infty \right)$, обнаруживает те же

законмерности, которые справедливы для жидкостей вообще. Вязкость же при нулевом градиенте скорости не подчиняется вышеописанному уравнению Рамана, как показано на фиг. 6.

Как мы видели выше, $\eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)$ может быть разложена на две

части $\eta \left(\frac{dv}{dx} = \infty \right)$ и тиксатропную силу f . Из такого двойственного ее характера и исходит ее аномалия. Соображения¹, связанные с зависимостью f от температуры, привели автора к уравнению

$$\sqrt{\lg \eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)} = A + B \frac{1}{T}, \quad (4)$$

где A и B — постоянные;
 T — абсолютная температура.

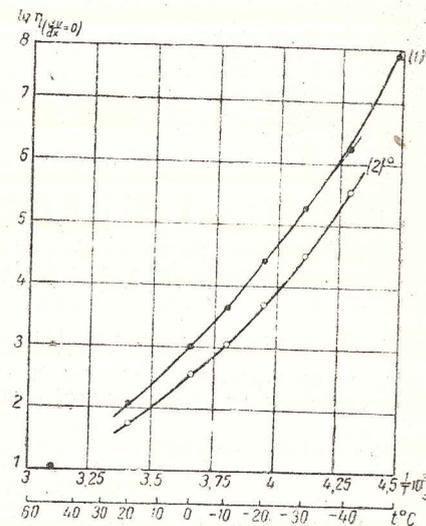
На фиг. 6а изображены кривые температурной зависимости вязкости (до -50°C) ряда масел, исследованных проф. Воларовичем на ротационном вискозиметре. Кривые на фиг. 6а показывают прямолинейное соотношение между $\sqrt{\lg \eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)}$

и $\frac{1}{T}$, обнаруживая одновременно переломы также, как на фиг. 5. Эти кривые, таким образом, наглядно показывают справедливость предложенного автором уравнения, что и будет позже доказано (в этом же сообщении) расчетным путем.

Выше было указано, что ряд масел, которые дают нормальное соотношение между ΔP и Q в условиях обычной вискозиметрии (небольшие напоры на капилляре), в опытах же с большими напорами обнаруживают ярко выраженное динамическое предельное напряжение сдвига. Это обстоятельство заставляет нас задуматься над тем, что вязкость, определяемая на обычных вискозиметрах при нормальных условиях, не является ли по своему характеру тождественной вязкости $\eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)$. Иными

словами, не является ли обычно определяемая вязкость аномальной, аномалия которой при условиях опыта не обнаруживается.

Во-первых, температурная зависимость вязкости масла, определяемая на обычных вискозиметрах, не подчиняется уравнению Рамана, что вызвало необходимость разыскать более сложные уравнения, подобно уравнению Вальтера. Во-вторых, исследо-

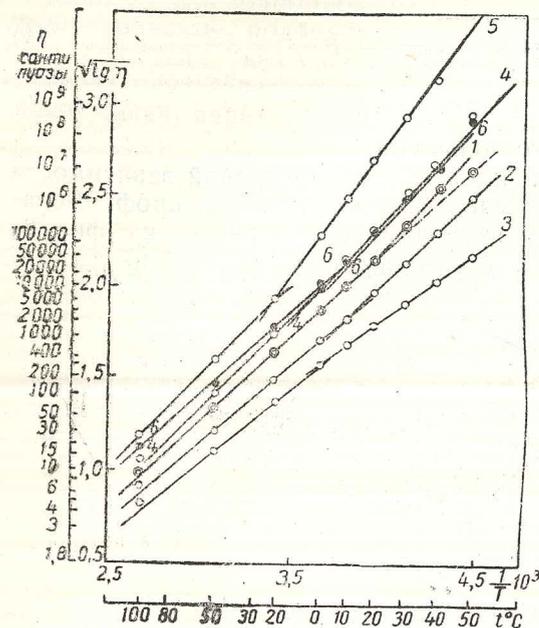


Фиг. 6. Вязкость $\eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)$ масел при низких температурах, полученная на ротационном вискозиметре (данные проф. Воларовича):

1 — масло автол 18, 2 — масло автол 10.

¹ В отдельном сообщении эти соображения будут изложены.

вания ряда авторов о влиянии градиента скорости на внутреннее трение и на диэлектрическую постоянную смазочных масел в области температуры, где вязкость масла обычно считается нормальной, показали, что при высоких градиентах скорости



Фиг. 6а. Вязкость η ($\frac{dv}{dx} = 0$) масел при низких температурах, определенная на ротационном вискозиметре (данные проф. Воляровича): 1 — автол 10, 2 — автол 10+10% керосина, 3 — автол 10+20% керосина, 4 — автол 18, 5 — вискозин, 6 — масло МК.

внутреннее трение масла обнаруживает заметную аномалию [13, 14]. Эти соображения побудили меня проверить уравнение (4) на вязкость масла при повышенных температурах.

Температурная зависимость вязкости η

На фиг. 7 и 7а изображены кривые $\sqrt{\eta \frac{dv}{dx}}$ (в сантипуазах) как функция $\frac{1}{T}$ для ряда масел, исследованных автором в лаборатории в температурных пределах от 0° до 100° Ц. Фиг. 7 и 7а наглядно показывают, что обычно определяемая вязкость подчиняется уравнению (4). На фиг. 8 и 8а показана температурная зависимость вязкости ряда масел и нефтяных фракций, исследованных Кусаковым и Войцеховской [15], в температурных пределах от 0° до 140° Ц. На фиг. 9 и 9а помещены данные Эрка и Эрка [12] в температурных пределах от 20° до 80° Ц.

Данными, изображенными на фиг. 9 и 9а, Эрк и Эрк пользовались для расчетной проверки уравнения Вальтера, уравнения Фогеля и уравнения Андраде. Их расчеты показали, что постоянная B в уравнении Вальтера не является действительно постоянной для данного масла, но зависит от принятой для расчета точки. В таблице (заимствованной у Эрка и Эрка) показаны зависимость B от взятой точки и получаемые при этом расхождения расчетных значений вязкости от 0° до 100° Ц.

Кривые на фиг. 7, 7а, 8, 8а и 9, 9а, показывая прямолинейное соотношение между $\sqrt{\eta \frac{dv}{dx}}$ и $\frac{1}{T}$, обнаруживают переломы кривых так же, как и переломы, наблюдаемые на предыдущих чертежах. На фиг. 10 помещена температурная зависимость вязкости фракций разных нефтей, а также сланцевой смолы, оливкового масла и касторового масла. (Данные взяты из спра-

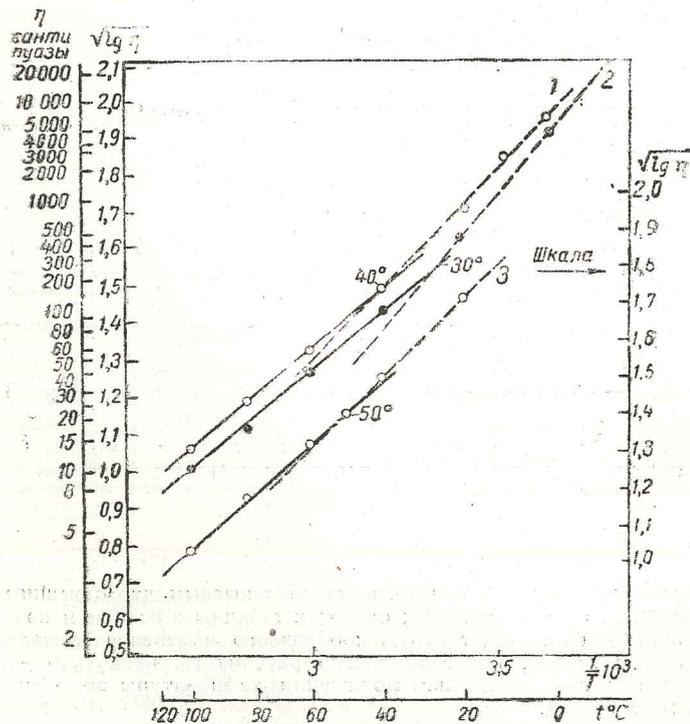
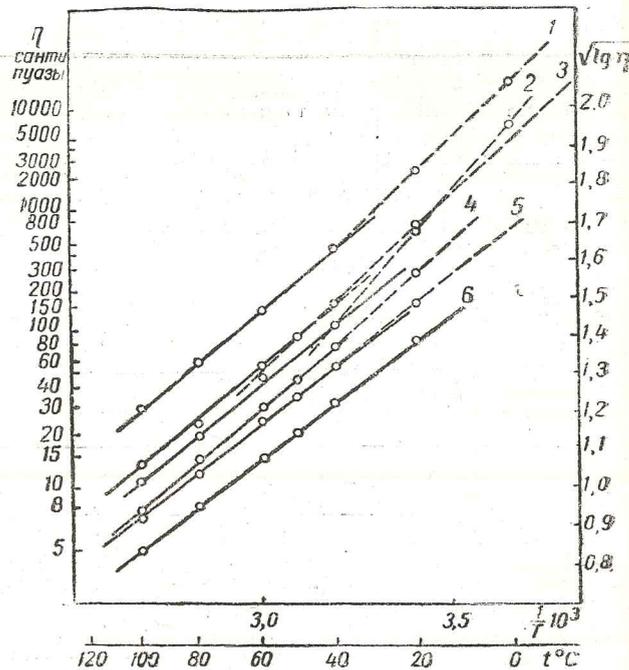
Таблица 1а

№ масел	Взяты для расчета температурные точки в °Ц	B	Расхождение в % при	
			0° Ц	100° Ц
III	20°—60°	3,97	8	2
	40°—80°	3,90		
IV	20°—60°	3,85	1	1
	40°—80°	3,86		
V	20°—60°	4,27	5	1
	40°—70°	4,22		
VI	20°—60°	4,05	12	1
	45°—70°	3,98		
VII	17°—58°	4,19	13	3
	38°—74°	4,08		
VIII	20°—60°	3,36	2	1
	40°—80°	3,38		
IX	25°—60°	3,22	5	3
	40°—80°	3,25		

При сопоставлении таблицы с фиг. 9 и 9а становится ясным, что описанные процентные расхождения в последних двух столбцах таблицы в основном являются следствием перелома кривых, т. е. скачкообразного изменения вязкости в определенных температурных пределах. Легко рассчитать, насколько эти расхождения возрастают при дальнейшем понижении температуры ниже нуля или повышении выше 100° Ц.

Фиг. 7. Вязкость η смазочных масел в пределах от 0° до 100° Ц:

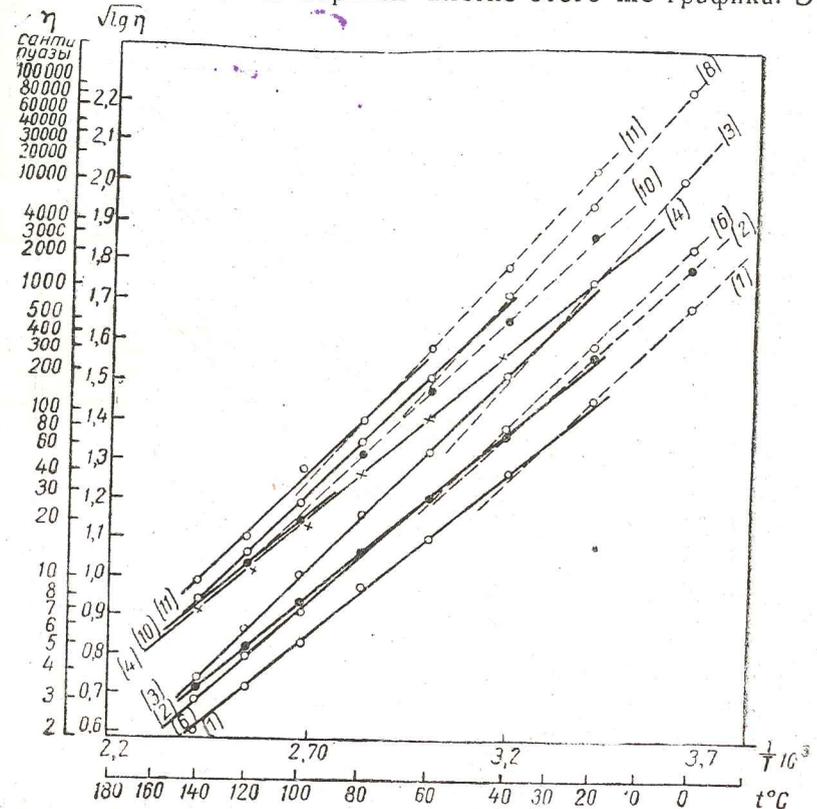
1 — дизельное Т, 2 — дизельное 10, 3 — брайтсток + машинное 6,5, 4 — машинное 6,5, 5 — SAE 20, 6 — SAE 10.



Фиг. 7а. Вязкость η смазочных масел в пределах ст 0° до 120° Ц:

1 — автол Т нитробензольной очистки, 2 — автол 10 нитробензольной очистки, 3 — цилиндрическое экспертное.

вочника Landolt Börnstein [16] „Physikalisch-chemische Tabellen“). На этом графике кривые для сланцевой смолы и для легких фракций нефти из Бирма представляют особый интерес. Для сланцевой смолы в пределах температур от 45° до 70° Ц и для фракции нефти из Бирма в пределах температур от 40° до 70° Ц вязкость не подчиняется уравнению (4). В обоих случаях уравнение (3) Рамана оказывается вполне справедливым, как показано в нижней и верхней клетке этого же графика. Этот

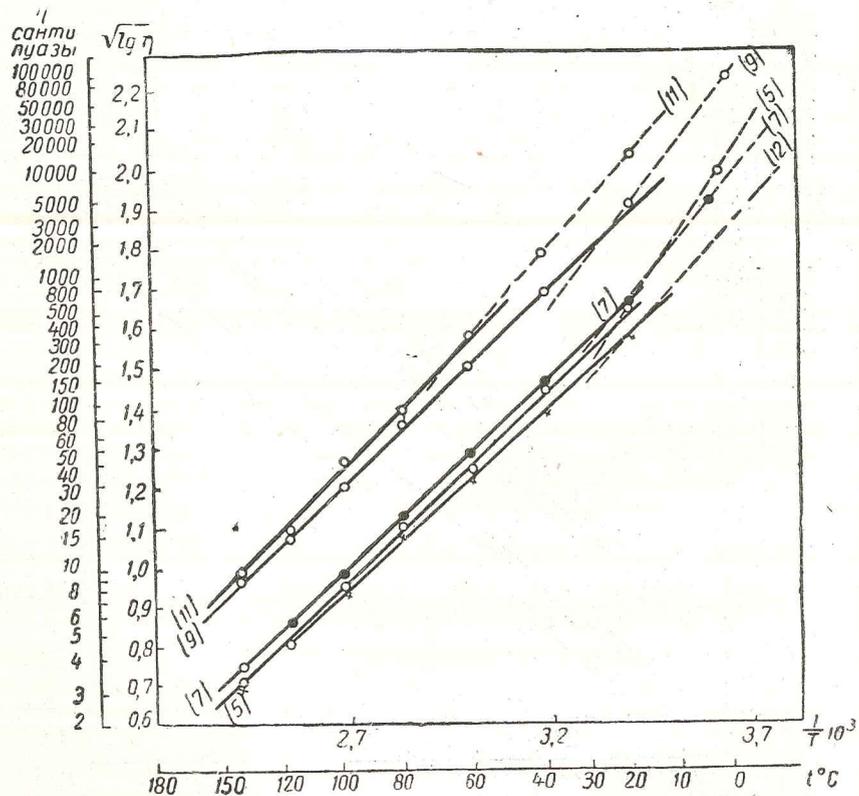


Фиг. 8. Температурная зависимость вязкости η различных масляных фракций (данные Кусакова):

1 — машинное масло, 2 — машинное масло (из эмбенской нефти), 3 — автол Л (из бингадинской нефти), 4 — сураханский масляный дистиллат (обеспарафинное по методу Шапиро), 6 — машинное масло (из биби-эйбатской нефти), 8 — цилиндрическое масло контактной очистки (из тяжелой балаханской нефти), 11 — цилиндрический дистиллат (из тяжелой балаханской нефти), 10 — цилиндрическое масло (из биби-эйбатской нефти).

особый случай заставляет нас сделать предположение, что все масла при достаточно высоких температурах не перестают ли подчиняться уравнению (4) и не становится ли уравнение (3) для истинной вязкости справедливым, т. е. не становятся ли масла при достаточно высоких температурах нормальными жидкостями. Это предположение не оправдывается. Данные вязкости масла при температурах выше 140° Ц в литературе

мало встречаются. На фиг. 11 изображены температурные зависимости вязкости одного масла — *W* (зимнее), исследованного Рауэлем и Финлейсоном [17]. Кривая 2 построена по уравнению (3) Рамана, кривая 3 построена по уравнению (4). Кривая 1, построенная по уравнению Ле-Шателье, показывает некоторый загиб, т. е. его неприменимость. (Уравнение Ле-Шателье объясняется в следующем разделе.) Здесь наглядно видно, что вплоть до температуры 250° Ц уравнение (4) остается справедливым,

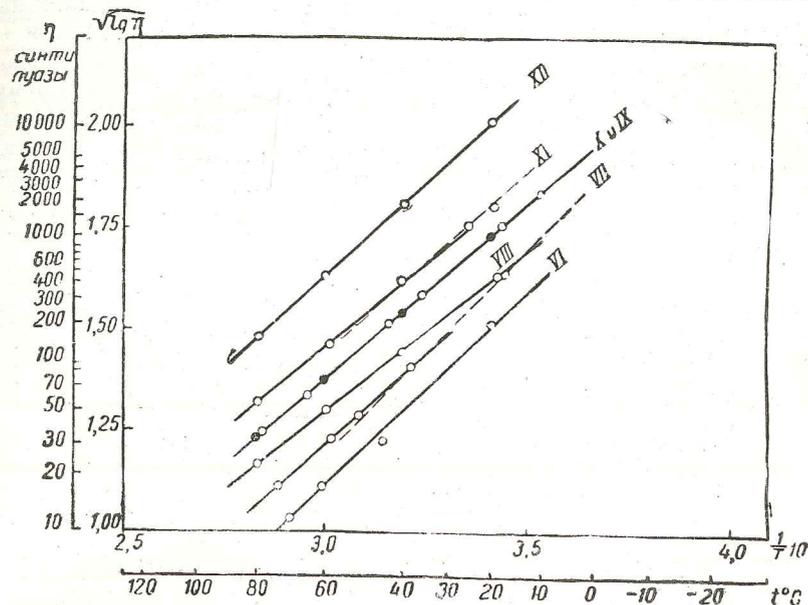


Фиг. 8а. Температурная зависимость вязкости η различных масляных фракций (данные Кусакова):

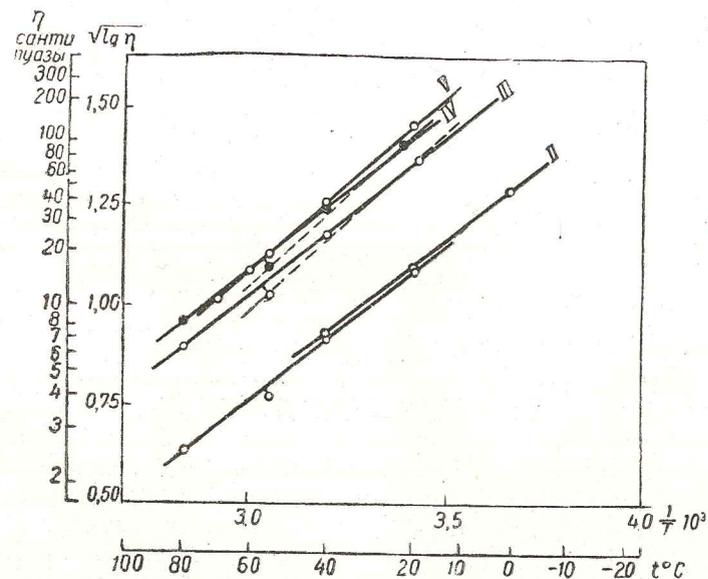
5 — машинное масло (из тяжелой балаханской нефти), 7 — смесь цилиндрического и машинного масла (из тяжелой балаханской нефти), 9 — цилиндрический дестиллат (из биби-эйбатской нефти); 11 — цилиндрический дестиллат (из тяжелой балаханской нефти), 12 — экспортное масло машинное (из легкой балаханской нефти).

обнаруживая переломы кривых около 80° Ц, а уравнение (3) неприменимо.

В 1924 г. Фортш и Уильсон [18] опубликовали данные вязкости ряда масел, нефтяных фракций и нефти в широком температурном интервале — от 10° до 254° Ц. На фиг. 12 помещены данные Фортша и Уильсона наряду с данными бензинов, керосинов и трех индивидуальных углеводородов. Все нефте-

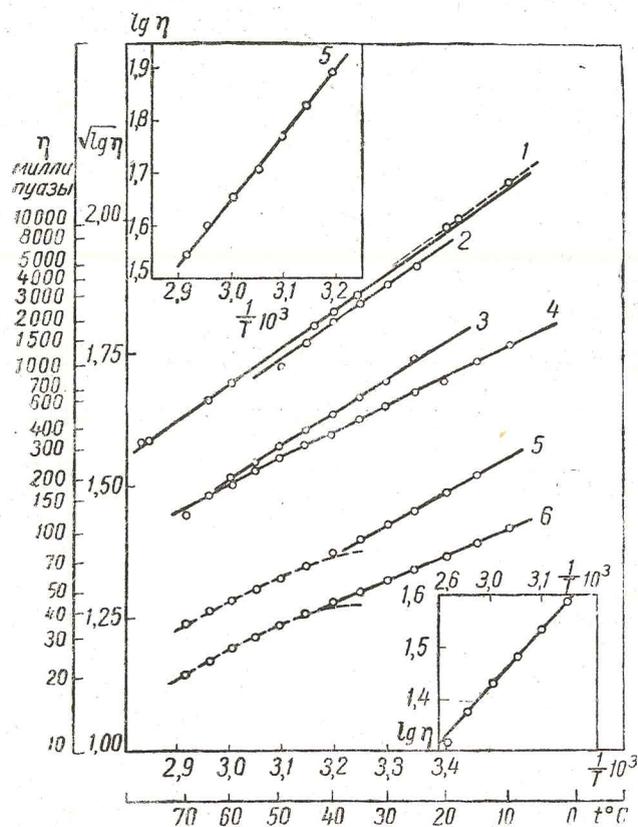


Фиг. 9. Температурные зависимости вязкости η (данные Erk und Erk, Physick. Zeitschrift).



Фиг. 9а. Температурные зависимости вязкости η (данные Erk und Erk, Physick. Zeitschrift).

продукты, начиная от бензина и кончая гудроном, изображенные на фиг. 12, наглядно показывают справедливость уравнения (4) для температурной зависимости вязкости. Кривые для помещенных здесь трех углеводородов: октан, гексан и этилбензол, показывают отклонение от прямой линии. Температурная зависимость вязкости индивидуальных низкомолекулярных углеводородов хорошо выражается уравнением (3) Рамана. На фиг. 12 также



Фиг. 10. Вязкость η нефтяных фракций и растительных масел (данные из справочника Landolt Börnstein):

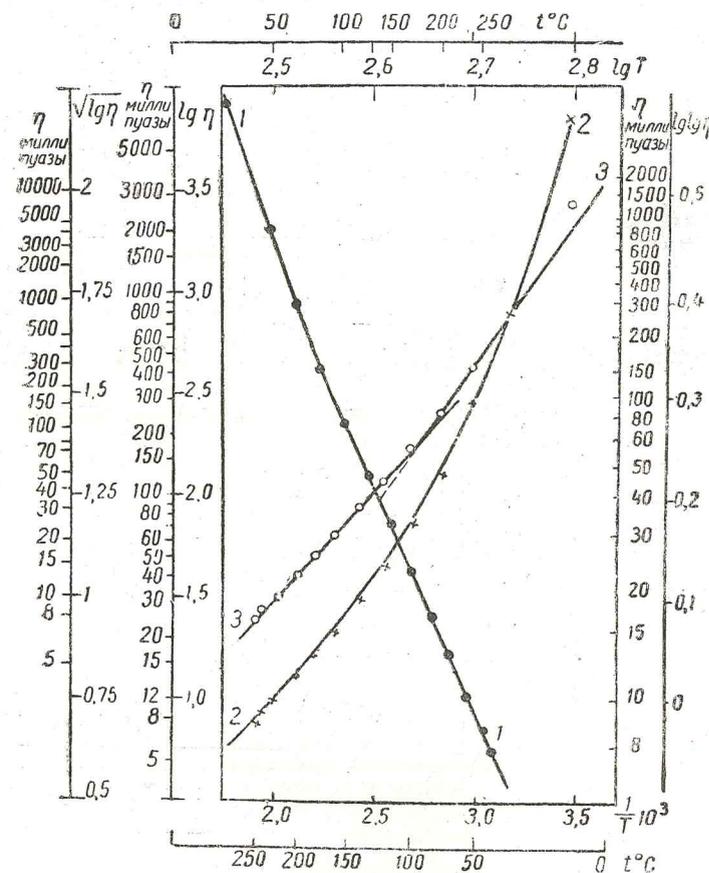
1 — касторовое масло, 2 — топочный мазут румынской нефти, 3 — топочный мазут тexasской нефти, 4 — оливковое масло, 5 — легкие фракции нефти Бирма, 6 — сланцевая смола.

видно, что все нефтепродукты выше керосина имеют переломы кривых, таким образом, устанавливая перелом как физическое явление, характерное для смазочных масел и нефтепродуктов вообще, указывающее на скачкообразное структурное изменение внутри жидкости. Какую роль играет здесь присутствие углеводородов, способных кристаллизоваться (как то: парафины, церезины) и находящихся в растворенном состоянии, неизвестно. Однако температура переломов, доходящая до 130°C , лежит значительно

выше, чем температура выкристаллизации этих углеводородов из раствора.

Фиг. 6—12 охватывают диапазон вязкостей от 2,5 миллипуаз (0,0025 пуаз), относящихся к бензинам до 10^8 пуаз (100 миллионов пуаз), относящихся к вискозину при -40°C .

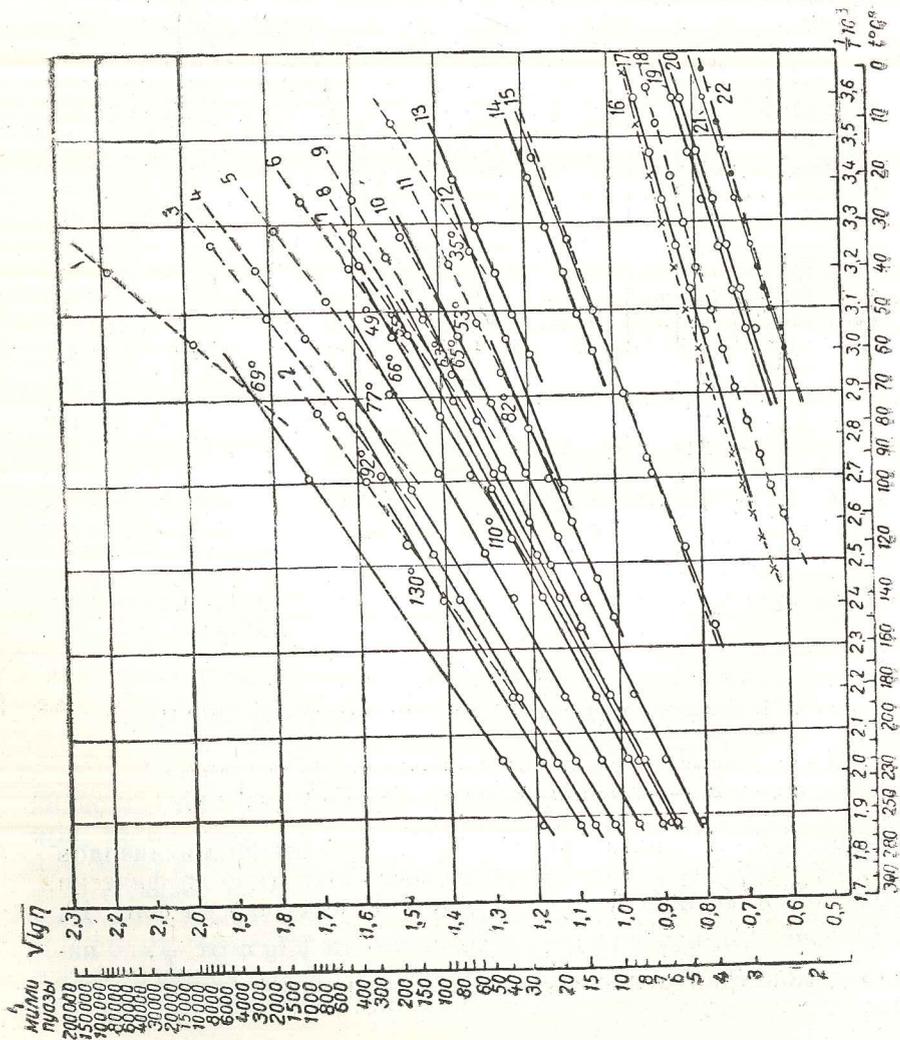
В 1914 г. Поккетино [19] опубликовал результаты измерения вязкости смолы. Значение вязкости смолы в его измерениях



Фиг. 11. Вязкость η масла W при температуре до 250°C (данные Рауэля и Финлейсона):

1 — по уравнению $\lg \lg \eta = A - B \lg T$ — Ле-Шателье, 2 — по уравнению $\lg \eta = A + B \cdot \frac{1}{T}$ — Рамана, 3 — по уравнению $\sqrt{\lg \eta} = A + B \cdot \frac{1}{T}$ (4).

достигает $2,35 \cdot 10^{10}$ пуаз при $+9^{\circ}\text{C}$, т. е. выше 20 миллиардов пуаз. Для удобства в литературе данные Поккетино графически изображаются функцией $\lg \eta$ от $t^{\circ}\text{C}$, как показано на фиг. 13. Кривая (фиг. 14), изображающая зависимость $\sqrt{\lg \eta}$ от $\frac{1}{T}$, наглядно демонстрирует справедливость уравнения (4) даже в этом случае.



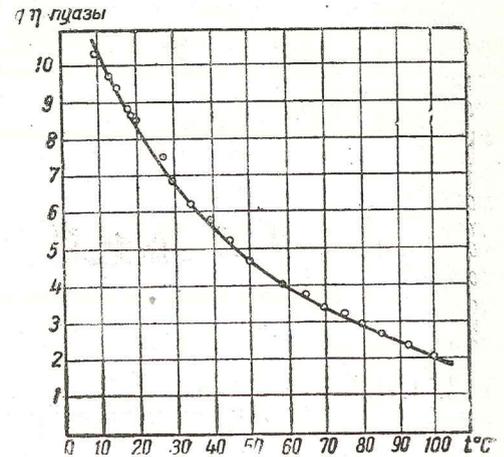
Фиг. 12. Зависимость вязкости η от температуры до 250°C как функция $\sqrt{\lg \eta} = \frac{1}{T}$;

1 — гуарон из миконтинентской нефти (384 п и 210°), данные Fortsch, Wilson); 2 — цилиндросток (F., W.), 3 — тяжелое моторное масло (F., W.), 4 — тяжелая нефть (из штата Северная Луизиана), 5 — красное масло (F., W.), 6 — легкое моторное масло (F., W.), 7 — дистиллат (из нефти штата Северная Луизиана) (F., W.), 8 — легкое парафинистое масло (F., W.), 9 — вазелиновое масло (F., W.); 10 — легкое парафинистое масло (F., W.); 11 — прессел дестиллат (F., W.), 12 — миконтинентская нефть (F., W.), 13 — 75% керосина + 25% брагсток (F., W.), 14 — керосин (P., I.), 15 — керосин (F., W.), 16 — этил-бензол, 17 — бензин № 2 (Herschel); 18 — октан, 19 — бензин № 5; 20 — бензин № 4 (Herschel), 21 — бензин № 2 (Herschel), 22 — гексан.

Таким образом, справедливость уравнения (4) графически показана для значений вязкостей, изменяющихся от $0,0025$ пуаз до $2,35 \cdot 10^{10}$ пуаз, т. е. 10^{13} кратное изменение. Температура же приведенных выше данных изменялась от -50° до $+250^\circ\text{C}$.

Выше 250°C при атмосферном давлении более легкие фракции нефти испаряются и тяжелые фракции нефти начинают разлагаться. Данных о вязкости нефтепродуктов при температуре выше 250°C и ниже -50° не имеется. Выше приведенная проверка уравнения (4) в широком диапазоне вязкостей и температур для нефтепродуктов различного происхождения подтверждает, что обычно определяемая вязкость нефтей и нефтепродуктов является аномальной. Так как аномальная вязкость принадлежит к системе, находящейся на более низком уровне потенциальной энергии (см. фиг. 1), то аномальная вязкость для нефтепродуктов является более распространенной, чем нормальная вязкость.

Этот взгляд заставляет нас пересмотреть некоторые общепринятые представления о вязкости смазочных масел. Впредь до разбора этих представлений приведем сравнительную проверку уравнения (4) с имеющимися в литературе несколькими другими уравнениями для температурной зависимости вязкости жидкостей.



Фиг. 13. Вязкость смолы $\lg \eta = f(t^\circ\text{C})$ (данные Покеттино, 1914 г.).

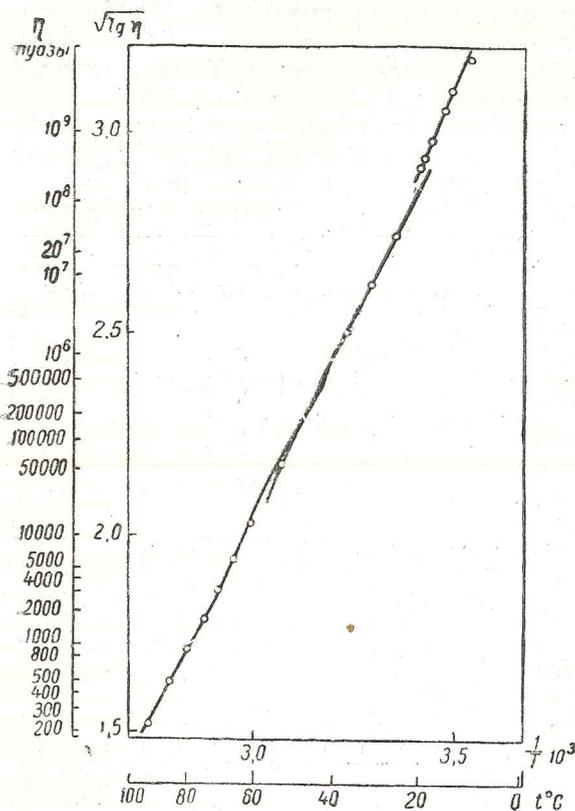
Сравнение уравнения с некоторыми другими уравнениями для температурной зависимости вязкости

Соотношение между температурой и вязкостью жидкостей, в том числе и смазочных масел, имеет вид, показанный на фиг. 15.

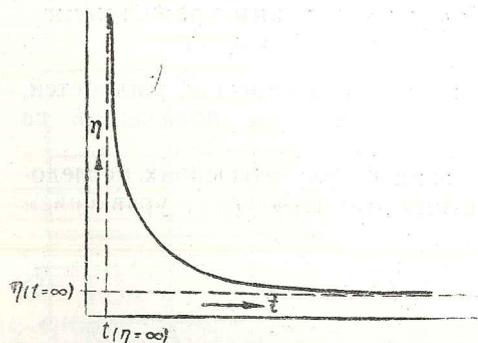
В 1846 г. Пуазейль [20] выразил результаты своих исследований вязкости воды при разных температурах уравнением вида

$$\eta_t = \frac{\eta_0}{(1 + at + bt^2)}, \quad (5)$$

где η_0 — вязкость при 0°C ;
 η_t — вязкость при температуре $t^\circ\text{C}$;
 t — температура в $^\circ\text{C}$;
 a и b — постоянные,



Фиг. 11. Температурная зависимость вязкости смолы, выраженная по уравнению (4) $\sqrt{\lg \eta} = A + B \frac{1}{T}$ (данные Покеггино, 1914 г.)



Фиг. 15. Зависимость вязкости от температуры.

т. е. принял кривую на фиг. 15 за параболу. В 1892 г. Слотт [21] предложил уравнение вида

$$\eta = \frac{c}{(a+t)^n}, \quad (6)$$

где t — температура в °C; n , a и c — постоянные.

В 1894 г. Торп и Роджер [22] применили уравнение Слотта для выражения температурной зависимости вязкости около 70 химически чистых жидкостей, исследованных ими же.

Бачинский [23] показал, что в уравнении Слотта $n=3$ для большего количества жидкостей, проверенных им, т. е. по Бачинскому

$$\eta = \frac{c}{(a+t)^3}. \quad (7)$$

Эта степенная зависимость вязкости от температуры, впервые предложенная Слоттом, в разнообразных упрощенных видах играла значительную роль в смазочной технике. Так, например, Эккарг [24] в 1914 г. предложил применять зависимость

$$\lg \eta = A \cdot \lg t + k_1, \quad (8)$$

$$\lg \nu = B \lg t + k_2, \quad (8a)$$

где η — вязкость в динамических единицах; ν — вязкость в кинематических единицах; A, B, k_1 и k_2 — постоянные; t — температура в °F.

Фортш и Уильсон [18] в 1924 г. выразили свои экспериментальные данные по вязкости нефтепродуктов (обработанные по уравнению (4) и приведенные нами на фиг. 12) по уравнению (8) и получили слегка загнутые кривые.

Афанасьев [25] в 1929 г. применил также уравнение (8) для выражения своих обширных экспериментальных данных о вязкости нефтепродуктов, выражая температуру в °C. Афанасьев также получил почти прямолинейное соотношение между логарифмом температуры и $\lg \eta$. Как видно, уравнение Эккарта № 8 отличается от уравнения (6) Слотта тем, что в нем отсутствует постоянная a , имеющаяся в уравнении Слотта. Постоянная же a в уравнении Слотта имеет определенный физический смысл, а именно a должно быть равно температуре, при которой значение вязкости достигает бесконечности.

Кроме того, логарифмирование температур в °C или в °F само по себе является приемом, не имеющим никакого физического оправдания.

Дорси [26] в 1915 г., используя эту идею о температуре бесконечной вязкости, предложил уравнение вида

$$\eta = \frac{c}{t-a}. \quad (9)$$

Как видно из этого уравнения, между обратной величиной вязкости $\frac{1}{\eta}$ и температурой должно существовать прямолинейное соотношение. Многочисленные работы Бингама [26a], где он изображает зависимость $\varphi = \frac{1}{\eta}$ от температуры, показывают, что такой прямолинейной зависимости ни для каких жидкостей не существует.

Таким же недопустимым упрощением является уравнение, предложенное Фальцем [27], для смазочных масел, которое гласит

$$\eta = \frac{0,336}{(0,1 t)^{2,6}} \quad (9a)$$

и согласно которому приходится предписывать одинаковый наклон кривой температурной зависимости вязкости для всех смазочных масел. Все вышеописанные уравнения степенной зависимости являются чисто эмпирическими.

Первым и, пожалуй, единственным до сего времени теоретически обоснованным и простым уравнением для температурной зависимости вязкости жидкостей, как указано выше, является уравнение Рамана

$$\lg \eta = A + \frac{B}{T}.$$

В этом уравнении T — абсолютная температура, и предположение о том, что при абсолютном нуле вязкость всякой жидкости должна достигать значения бесконечности, не должно встречать возражения с кинетической точки зрения. Антилогарифм постоянной A , описываемый обычно как $\eta_{(t=\infty)}$, является значением вязкости, к которому должна стремиться вязкость данной жидкости при бесконечном увеличении температуры. Постоянная B является температурным коэффициентом вязкости и имеет размерность энергии, обычно истолковываемой как энергия активации. Таким образом, согласно этому уравнению, кривая фиг. 15 имеет две асимптоты: 1) — $t_{(\eta=\infty)}$ равна нулю градусов абсолютной температуры, и 2) — $\eta_{(t=\infty)}$ равна какому-то значению вязкости, специфичному для каждой жидкости. Как уже выше было описано, вязкость смазочных масел и нефтепродуктов вообще не подчиняется уравнению (3) Рамана. Было сделано предположение, что для высокомолекулярных соединений бесконечное значение вязкости достигается при температуре выше абсолютного нуля, т. е. асимптота $t_{(\eta=\infty)}$ перемещается. Следствием такого предположения является уравнение Фогеля [28], имеющее в своей экспоненциальной форме вид

$$\frac{\eta}{\eta_{(t=\infty)}} = e^{\frac{B}{t - t_{(\eta=\infty)}}} \quad (10)$$

Это уравнение применялось Фультчером [29] для расплавленных стекол, Тамманом [30] — для переохлажденных жидкостей и Дерягиным и Кусаковым [15, 31] — для нефтепродуктов.

Согласно другому предположению, даже для таких жидкостей, как расплавленные стекла и смазочные масла, асимптота $t_{(\eta=\infty)}$ остается равной абсолютному нулю, но характер изменения вязкости от температуры меняется. Следствием такого предположения является уравнение Ле-Шателье [32], которое гласит в экспоненциальной форме

$$\eta = e^{\frac{B}{T^c}} \quad (11)$$

(здесь $\eta_{(t=\infty)}$ равна единице). Академиком Лазаревым [33] в свое время было предложено видоизмененное уравнение Ле-Шателье:

$$\eta = \eta_{(t=\infty)} \cdot e^{\frac{B}{T^c}}$$

Уравнение Ле-Шателье в своей логарифмической форме $\lg \eta = B - C \lg T$ широко применяется для расплавленных стекол.

Уравнение Вальтера (1) является в видоизмененной форме уравнением Ле-Шателье [11] и в экспоненциальной форме его можно записать

$$(\nu + 0,8) = e^{\frac{B}{T^c}}$$

Как видно, изменение заключается в замене динамической вязкости η , кинематической вязкостью ν в сантистоксах и прибавлением произвольной постоянной 0,8.

Предложенное автором и графически проверенное выше уравнение (4) можно записать в экспоненциальной форме

$$\eta = e^{\left(A + \frac{B}{T}\right)^2}, \quad (4')$$

где A стоит для $\eta_{(t=\infty)}$;

T — абсолютная температура, т. е. $t(\eta = \infty)$ равно абсолютному нулю;

B — представляющая наклон прямых, имеет такой же физический смысл, как и в уравнении Рамана.

Наклон кривых, получаемый при изображении температурной зависимости вязкости по уравнению Ле-Шателье или уравнению Вальтера, не имеет такого физического значения, как видно при логарифмировании экспоненциальной формы уравнения Ле-Шателье.

Вот почему попытки разных авторов охарактеризовать температурный коэффициент вязкости масла по наклону прямых на номограмме ASTM нам кажутся не совсем обоснованными.

Соотношение между уравнением (4) и уравнением Рамана (3) вполне очевидно, ибо уравнение Рамана в экспоненциальной

форме можно также записать в виде $\eta = e^{\left(A + \frac{B}{T}\right)}$, не меняя при этом его логарифмическую форму. В 1937 г. Барр [34] предложил уравнение

$$\nu + 0,8 = e^{\left(A + \frac{B}{T}\right)^{0,3}} \quad (12)$$

В свое время автор предложил уравнение

$$\eta = A \cdot e^{\frac{B}{T^2}} \quad (13)$$

Это уравнение отличается от уравнения Ле-Шателье тем, что c становится равным 2 и постоянная A , т. е. $\eta_{(t=\infty)}$, отброшенная Ле-Шателье, остается.

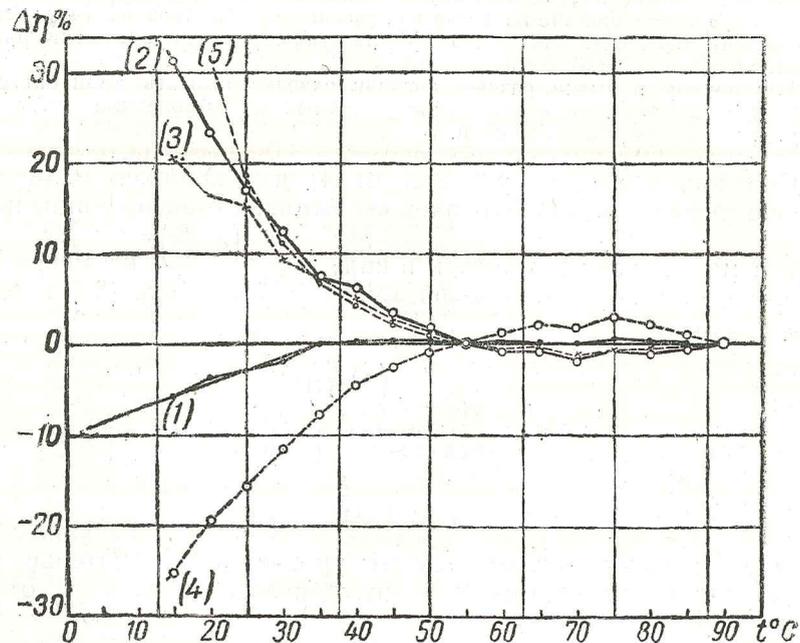
Ниже приводим расчетную проверку справедливости уравнения (4) и его сравнение с некоторыми другими вышеописанными.

На фиг. 16 показаны процентные отклонения расчетных значений вязкости от экспериментальных значений для одного масла SAE 30. Вязкость этого масла определялась в лаборатории в интервале каждые пять градусов в пределах от 15 до 90° Ц. Экспериментальные значения вязкости при 90 и 55° Ц принимались для расчета постоянных A и B в каждом уравнении. Рассчитанные с этими постоянными значения вязкости при остальных температурах использовались для получения процентного отклонения $\Delta\eta$, где

$$\Delta\eta\% = \frac{\eta_{\text{экспер}} - \eta_{\text{расчетн}}}{\eta_{\text{экспер}}} \cdot 100.$$

Кривая 1, полученная по уравнению (4), показывает наименьшее отклонение расчетных данных от экспериментальных в обла-

сти интерполяции (т. е. от 90 до 55° Ц); при экстраполяции получается такое же хорошее совпадение расчетных значений вязкости с экспериментальными до +35° Ц. Ниже 35° Ц расчетные данные получают резко пониженные по сравнению с экспериментальными, причем процентное отклонение прямолинейно увеличивается от температуры, указывая на то, что при этой температуре получается резкий перелом кривой температурной зависимости вязкости. (Меняются только постоянные A и B .) Кривая 2, полученная вычислением по формуле Ле-Шателье, показывает худшее совпадение расчетных данных с экспериментальными при интерполяции, а для экстраполяции становится



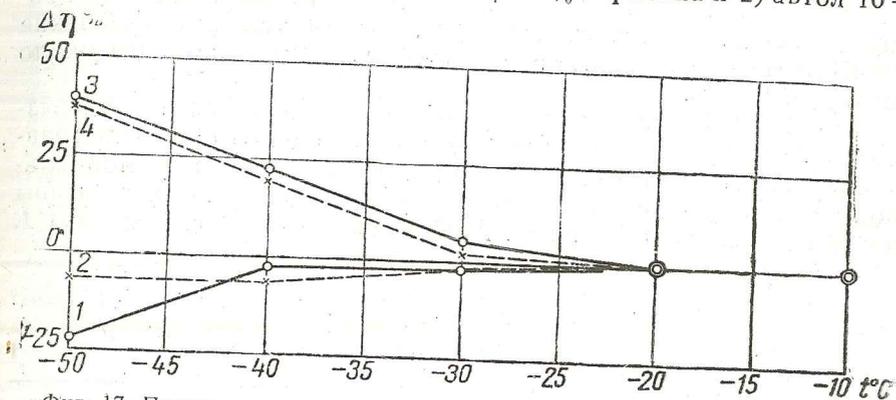
Фиг. 16. Процент отклонения расчетных данных $\Delta\eta$ от экспериментальных:

1 — по уравнению $(\lg \eta)^{0.5} = A + B \frac{1}{T}$; 2 — по уравнению $\lg \lg \eta = A - B \cdot \lg T$;
3 — по уравнению $(\lg \eta)^{0.3} = A + B \frac{1}{T}$; 4 — по уравнению $\lg \eta = A + B \frac{1}{T}$; 5 — по уравнению $\eta = \frac{B}{(t+t_0)^2}$.

совершенно непригодной. Кривая 3, полученная по уравнению Барра (вместо кинематической вязкости применялась динамическая вязкость η без произвольной постоянной 0,8) имеет приблизительно такой же характер, как кривая 2. Уравнение (13), по которому получена кривая 4, оказывается также непригодным ни для интерполяции, ни для экстраполяции.

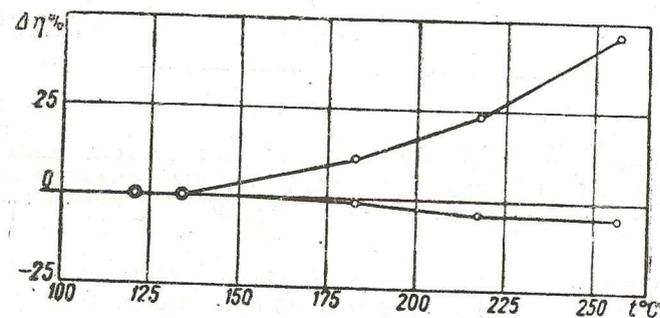
Уравнение (7) Бачинского, по которому получена кривая 5, показывая хорошее совпадение в области интерполяции, становится совершенно непригодным для экстраполяции.

Результаты сравнения уравнения Ле-Шателье (11) и уравнения (4) для экстраполяционных целей при низких температурах графически выражены на фиг. 17. Для этой цели воспользовались экспериментальными данными Воларовича по вязкости двух образцов масла: 1) автол 10 + 10% керосина и 2) автол 10 +



Фиг. 17. Процент отклонения расчетных данных $\Delta\eta$ от экспериментальных:
1 — автол 10 + 10% керосина по уравнению (4); 2 — автол 10 + 20% керосина по уравнению (4);
3 — автол 10 + 10% керосина по уравнению Ле-Шателье; 4 — автол 10 + 20% керосина по уравнению Ле-Шателье.

+ 20% керосина, ранее изображенных на фиг. 6. Для вычисления значений постоянных A и B взяты значения вязкости при температуре -10° Ц и -20° Ц. Экстраполяция до -50° Ц показывает, что уравнение (4) дает достаточно удовлетворитель-



Фиг. 18. Тяжелое моторное масло. Процент отклонения расчетных данных $\Delta\eta$ от экспериментальных:
1 — по уравнению (4); 2 — по уравнению Ле-Шателье.

ные результаты (учитывая трудность контроля температуры и весьма резкое изменение вязкости от температуры в той области), между тем как расчетные данные по уравнению Ле-Шателье сильно отклоняются от экспериментальных, превышая их при -50° Ц на $\sim 40\%$.

На фиг. 18 иллюстрируется применимость уравнения Ле-Шателье (11) и уравнения (4) в области высоких температур.

Для этой цели использовались измерения вязкости тяжелого моторного масла Фортша и Уильсона (ранее изображенные на фиг. 12). Для определения постоянных A и B были взяты значения вязкости при температурах $121,11^\circ$ и $138,89^\circ$ Ц. Экстраполяция проводилась до температуры $257,2^\circ$ Ц, и в этой высокой температурной области уравнение (4) дает возможность провести расчет для экстраполяции, между тем как уравнение Ле-Шателье дает значительное отклонение, достигающее около 46% при 257° Ц.

В табл. 2 помещены процентные отклонения расчетной вязкости $\Delta\eta$ от экспериментальной по уравнению (4) и по уравнению (11) Ле-Шателье при экстраполяции из области нормальной температуры в низкую температурную область; использованы данные для автола 10, ранее изображенные на фиг. 6, кривая 1.

Таблица 2

Масло автола 10

°Ц	$\Delta\eta$ % по уравнению (4)		$\Delta\eta$ % по уравнению Ле-Шателье	
	Данные Воляровича	Данные НАТИ 1937 г.	Данные Воляровича	Данные НАТИ 1937 г.
0	+4,93	+10,7	+29,3	+36,0
-10	+10,4	+16,7	+67,0	+76,0
-20	-0,7	+4,3	+110,4	+90,2
-30	-22,8	-46,7	+171,0	+180,7
-40	-53,0	-52,8	+238	+243
-50	+7,38	+12	+2177	+2170

Примечание. Графы 3 и 5 показывают отклонение экстраполированных данных НАТИ от экспериментальных данных Воляровича. Наблюдаемые небольшие расхождения между цифрами графы 2 и 3, а также между графой 4 и 5 являются действительно удивительными, учитывая, что данные Воляровича и данные НАТИ получены на разных образцах масла с интервалом во времени пять лет.

Для расчета постоянных A и B взяты вязкости при температурах $+50^\circ$ и $+20^\circ$ Ц и экстраполяция проводилась до -50° Ц. Такую задачу приходится часто решать, ибо экспериментальные данные при низких температурах редко имеются. Колоссальное отклонение, которое получается при применении уравнения Ле-Шателье (11), вполне очевидно. Расчетные данные по уравнению (4) также показывают заметное отклонение при температурах -30° и -40° Ц, но при -50° Ц отклонение в этом случае опять становится допустимым. Эта особенность объясняется тем, что при -20° Ц кривая $\sqrt{\lg \eta} - \frac{1}{T}$ обнаруживает перелом, что и видно на фиг. 6. Существование переломов кривых температурной зависимости вязкости смазочных масел делает прак-

тику необоснованной экстраполяции недопустимой. Существование переломов кривых, указывающее на резкое изменение физико-механических свойств масел, заставляет нас определять вязкость при больших температурных точках, чем практикуется в настоящее время, и применять интерполяцию и экстраполяцию в небольших температурных пределах. Это замечание относится к применению не только уравнения (4), но к любому уравнению, ибо скачкообразно меняющееся отношение между физическими величинами не может быть выражено неизменным значением постоянных любого уравнения. Одна особенность формул Ле-Шателье (11), Бачинского (7) и также Фогеля (10), согласно проверке Великовского [35], заключается в том, что при экстраполяции по этим уравнениям вязкость получается выше, чем экспериментальная, т. е. крутизна, которая придается вязкостно-температурным кривым по этим уравнениям, больше, чем действительная. Такое положение, очевидно, создано благодаря тому, что экспериментальные данные для вывода уравнения обычно получались в области, где имеются переломы кривых.

Представление о том, что вязкость смазочных масел нефтепродуктов вообще и ряда других жидкостей плавно меняется с температурой, таким образом исключало возможность до сего времени найти уравнение, изображающее физическую сущность явления.

В свете изложенного следует пересмотреть это представление и сделать некоторые выводы, имеющие практическое значение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вышеприведенный цифровой и графический материал приводит нас к нижеследующим выводам.

Вязкость смазочных масел при низких температурах является аномальной. Основная аномалия вязкости заключается в том, что она становится зависимой от градиента скорости. При повышении градиента скорости до бесконечности вязкость асимптотически приближается к определенному значению, характерному для данного образца масла при данной температуре.

Автором показано, что температурная зависимость вязкости при нулевом градиенте скорости может быть выражена уравнением

$$\sqrt{\lg \eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)} = A + B \frac{1}{T}$$

и температурная зависимость вязкости при бесконечном градиенте скорости уравнением

$$\lg \eta \left(\frac{dv}{dx} = \infty \right) = A + B \frac{1}{T}$$

Первое из этих уравнений оказалось справедливым и для вязкости, определяемой в обычных вискозиметрах при нормальных температурах, т. е. можно записать

$$\sqrt{\lg \eta} = A + B \frac{1}{T}.$$

Это обстоятельство дает нам повод предполагать, что обычно определяемая вязкость является $\eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)$ и в этом смысле вяз-

кость смазочных масел вообще аномальна при любой температуре. Вязкость смазочных масел при низких температурах отличается только тем, что ее аномалия легче определяется, чем таковая при высоких температурах.

Неправильность часто практикуемой экстраполяции вязкости от высоких до низких температур заключается не в том, что в этих двух температурных областях действуют два разных закона температурной зависимости вязкости, а в том, что кривые температурной зависимости вязкости смазочных масел обнаруживают резкие переломы в различных температурах, т. е. постоянные A и B уравнения первого резко меняют свои значения. (Такие же резкие переломы кривых наблюдаются и для уравнения второго.) Это явление переломов указывает на скачкообразные изменения физико-механических свойств смазочных масел при определенных температурах и на скачкообразные изменения молекулярной структуры внутри жидкости. Эти новые воззрения представляют основные проблемы смазочной техники в новом свете. Так, например, при запуске холодного двигателя между силой сопротивления и вязкостью масла $\eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)$ (получается ли это

значение непосредственно опытным путем или путем экстраполяции) не может существовать прямой пропорциональности, что и подтверждается работами, имеющимися в этой области. Наиболее точные из этих работ показывают, что между силой сопротивления и квадратным корнем вязкости $\sqrt{\eta \left(\frac{dv}{dx} = 0 \right)}$ имеется прямая пропорциональность.

При работе механизмов с малыми зазорами между трущимися поверхностями и с большими скоростями также должна нарушаться прямая пропорциональность между силой сопротивления и вязкостью (получается ли это значение вязкости непосредственно опытным путем или путем экстраполяции), ибо при высоких градиентах скорости смазочные масла должны обнаруживать свою аномалию даже при высоких температурах, т. е. сила трения при этом должна получаться заметно ниже, чем ожидаемая по существующим представлениям. Последнее обстоятельство вызывает необходимость пересмотра общепринятого представления о маслянистости, как о свойстве, исклю-

чительно принадлежащем слою смазки, удерживаемому на трущейся поверхности силами адгезии. Разумеется, эти последние соображения имеют существенное значение для развития сверхскоростного двигателя.

В данной работе принимала участие ст. техник Э. А. Шмидт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Walter, „Maschinenbau“, В. 10, S. 671 (1931). Erdöl and Teer, 382 (1931).
- 1a. Barnard, „Science of Petroleum“, vol. II, London, 1935.
2. ASTM, Tentative Standards, D. 341 — 32.
3. Рама́йя, Вязкость жидкостей и коллоидных растворов, т. 2, изд. Акад. Наук СССР (1944).
4. Рама́йя, Трение и износ в машинах, т. 1, изд. Акад. Наук СССР (1939).
5. Добрянский, Вязкость жидкостей и коллоидных растворов, т. 1, изд. Акад. Наук СССР (1941).
6. Вола́рович, Вязкость смазочных масел при низких температурах, ч. 1, изд. Акад. Наук СССР (1944).
7. Френкель, Вязкость жидкостей и коллоидных растворов, т. 1, изд. Акад. Наук СССР (1941).
8. E. N. da C. Andrade, „Phylos. Mag.“, VII, 17, 497, 698, 705 (1934).
9. H. Eyring, „J. chem. physics“, 4, 283 (1936).
10. Raman, „Nature“, III, 601 (1923).
- 10a. Guzman, „Ann. Soc. esp. fis. quim.“, 11, 313 (1913).
- 10b. M. P. Venkatarama, „Indian J. Physics“, 1930, 5, 371.
11. Ward, „Trans. Faraday Soc.“ 33, 88, Jan. 1937.
12. Erk und Enk, „Physik. Zeitschrift“, 37 (4), 113 — 119 (15. II. 1936).
13. Рама́йя, Вязкость жидкостей и коллоидных растворов, том I, изд. Акад. Наук СССР (1941).
14. Рама́йя, Труды совещания по присадкам к смазочным маслам (Находится в печати).
15. Кусаков и Войцеховская, „Нефтяное хозяйство“, 1934, № 11, стр. 56.
16. Landolt, Börnstein, „Physikalisch chemische Tabellen“.
17. Rowell and Finlayson, „J. Inst. Petr. Techn.“, 1928, 14, 402.
18. Fortsch and Wilson, „Indust. and Eng. Chemistry“, vol. 16, № 8 (1924).
19. Pochettino A., „Nuovo Cimento“, 8, 77 (1944) см. Гатчек, Вязкость жидкостей, изд. 1935 г. М.
20. Poiseuille. Mem. Savant Etrangers, 9, 433 (1846).
21. Slotte, Beible, 16, 182 (1892).
22. Thorp and Rodger, „Phyl. Trans. A.“ 185, 397 (1894).
23. Бачинский, Вязкость жидкостей и коллоидных растворов, т. II, изд. Акад. Наук СССР (1944).
24. Eckart, „J. Am. Soc. Mech. Eng.“, 263 (1914).
25. Афанасьев, „Нефтяное хозяйство“ № 8, стр. 218 — 233 (1929).
26. Dorsey, „Tran. Am. Soc. Mech.“, 137, 1915. Graw.
- 26a. Bingham, „Fluidity and Plasticity“. Mc. Graw-Hill, 1922.
27. Фальц, Основы смазочной техники (1934).
28. Vogel H., „Physik. Z.“, 22, 645 (1921); Z. angew. chem. 35, 561.
29. Fulcher G., „J. Am. Ceram. Soc.“ 8, 339 (1925).
30. Тамманн, „Z. anorg. Chem.“, 156, 245 (1926).
31. Дерягин и Кусаков, „Нефтяное хозяйство“, № 12, 55 (1934).
32. Le Chatelier, „Ann. de physik.“, 3; 5 (1925).
33. Lasarew, C. R., 185, 106 (2927).
34. Barr, „General Discussion on Lubrication. Inst. Mech. Eng.“, London, 1937, vol. II.
35. Великовский, Вязкость жидкостей и коллоидных растворов, т. I, изд. Акад. Наук СССР (1941).

А. В. ОСИПЯН
старший научный сотрудник

ТЕОРИЯ ЗАПОЛЮСНОГО ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Обоснование

Изложена разработанная автором теория так называемого заплюсного зацепления. На основе анализа данных расчетных формул выявлены свойства указанного зацепления. Исследованы: степень перекрытия, заострение вершины зубьев малой шестерни, подрез зубьев большого колеса, прочность зубьев, износ и разрушение рабочих поверхностей, коэффициент полезного действия заплюсного зацепления. Установлены преимущества и недостатки заплюсного зацепления и область наиболее рационального его применения. Дан примерный проектировочный расчет.

Многочисленные эксперименты, проведенные автором над сырыми и термообработанными шестернями при работе их без смазки и со смазкой, показали¹:

1. Питтинг на рабочих поверхностях зубчатых колес есть результат усталости от многократного механического перенапряжения поверхностного слоя материала при деформациях его, возникающих вследствие одновременного качения и скольжения.

2. При всех прочих равных условиях (материал, термообработка, поверхностная твердость, состояние рабочих поверхностей, число зубьев, следовательно, число циклов напряжений, условия смазки и условия охлаждения) (фиг. 1,а) 1) совпадение направления передаваемого усилия с направлением вращения создает в зоне, соответствующей полюсу зацепления ведущего колеса, более благоприятные условия для возникновения и развития питтинга, чем разнозначность передаваемого усилия с направлением вращения в зоне, соответствующей полюсу зацепления ведомого колеса; перенапряжение знакопе-

¹ Осипян А. В., Экспериментальное исследование питтинговых разрушений в зубчатых колесах. Доклад на совещании по контактным напряжениям и усталости рабочих поверхностей, созванном Академией Наук СССР в 1941 г., Труды НАТИ, вып. 43, 1945.

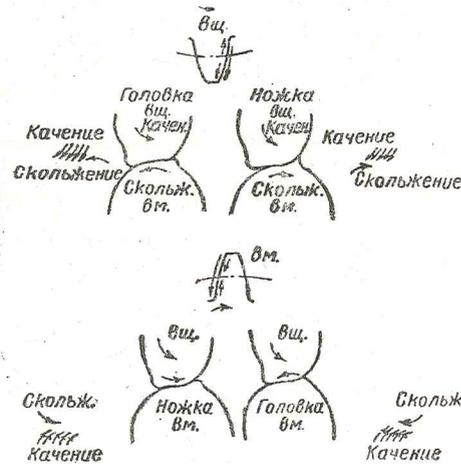
ременной нагрузкой в зоне, соответствующей полюсу зацепления ведущей шестерни, снижая предел усталости материала, облегчает и ускоряет процесс возникновения в указанной зоне питтинговых трещин, развивающихся в дальнейшем в разрушения;

2) разнозначность деформаций вследствие качения и скольжения сопряженных профилей, имеющая место на ножке зубьев ведущего колеса, создает в начале зацепления и в начале участка работы одной пары зубьев более благоприятные условия для возникновения и развития питтинговых разрушений, чем однозначность деформаций в результате качения и скольжения в конце участка работы одной пары зубьев на ножке ведомого колеса;

3) разнозначность деформаций вследствие качения и скольжения сопряженных профилей, имеющая место на головке ведомого колеса, создает в начале зацепления и в начале участка работы одной пары зубьев более благоприятные условия для возникновения и развития питтинговых разрушений, чем однозначность деформаций в результате качения и скольжения в конце зацепления и в конце участка работы одной пары зубьев на головке зубьев ведущего колеса.

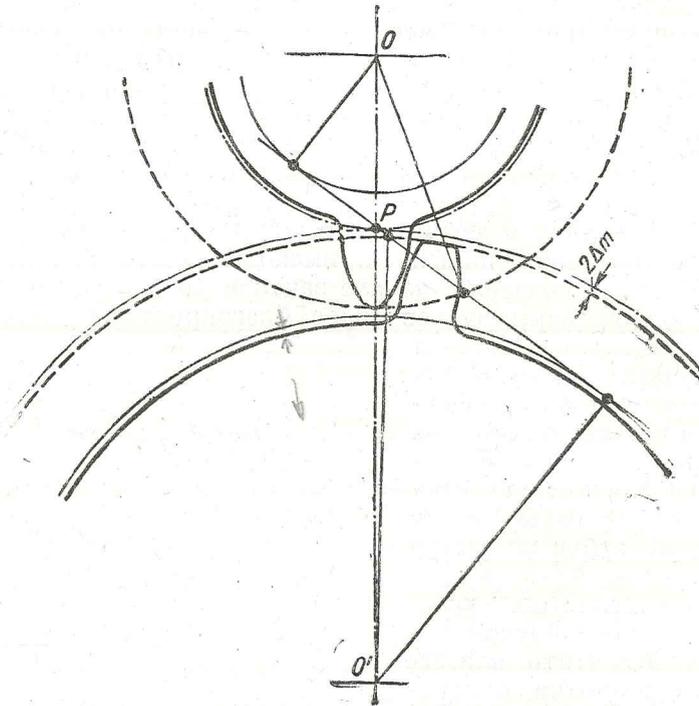
В определенных условиях интенсивный износ может предотвратить или задержать развитие питтинговых разрушений. Сырые шестерни мало чувствительны к состоянию рабочих поверхностей, поэтому интенсивный износ на головке зубьев ведомого колеса в сырых шестернях не дает возможности развиваться питтинговым разрушениям в точке профиля, соответствующей, в зависимости от точности изготовления, либо началу участка работы одной пары зубьев, либо началу зацепления. В термообработанных шестернях с твердой рабочей поверхностью, износ, имеющий следствием образование микроскопических неровностей, создает предпосылки для лучшей концентрации напряжений, приводящей к возникновению трещин, что представляет наибольшую опасность именно для твердых поверхностных слоев.

В соответствии с этим весьма существенный эффект в отношении повышения предела питтингообразования, в особенности, в термообработанных зубчатых колесах понижающей передачи



Фиг. 1а. Схема деформаций поверхностного слоя материала, возникающих при передаче усилия сопряженными зубьями.

должно дать заполюзное¹, эвольвентное зубчатое зацепление. При этом, с одной стороны, происходит устранение ножки зубьев ведущей малой и головки зубьев большой ведомой шестерен, как наиболее неблагоприятных участков зацепления в отношении характера относительного перемещения (скольжения



Фиг. 16. Схема заполюзного зацепления.

¹ При перемене направления силы трения в полюсе зацепления между зубьями возникает удар. Суммирование ударов при зацеплении вызывает колебания и в результате шум. В соответствии с этим в целях устранения шума в зубчатых передачах, Friedrichshafen'ской лабораторией было предложено одностороннее зацепление, являющееся частным случаем заполюзного зацепления. Однако указанная фирма считает (VDI, 1933 г.), что трудность сохранения при одностороннем зацеплении надлежащей степени перекрытия обусловит повышение износа и, следовательно, понижение долговечности. Необходимо отметить, что даже в последнее время Н. D. Manson в статье „Durability of Gears“ („Automobile Engineer“, IX 1942 г.) утверждает, что форма зуба не оказывает влияния на подверженность его питтинговым разрушениям.

В противоположность этому взгляду автором в полном соответствии с выдвинутой им теорией питтинговых разрушений и результатами экспериментального исследования разрушений рабочих поверхностей зубьев, в целях устранения явления pitting, еще в 1938 г. было предложено одностороннее, заполюзное эвольвентное зацепление. (См. Осипян А. В., Экспериментальное исследование износа зубчатых колес. Доклад на Всесоюзной конференции по трению и износу, изд. Академии наук СССР, 1939, а также „Экспериментальное исследование питтинговых разрушений в зубчатых колесах“. Доклад на совещании по контактным напряжениям и усталости рабочих поверхностей в 1941 г., в Академии наук СССР.)

и качения) профилей, с другой стороны, исключается из зацепления зона, соответствующая полюсу, что имеет особое значение для ведущей шестерни, и, наконец, снижается максимальная величина удельной работы трения качения вследствие смещения характеристики трения качения в более благоприятную зону.

На фиг. 16 представлено заполюзное зацепление. Зуб ведущей малой шестерни состоит из одной головки, в то время как зуб большого ведомого колеса состоит из одной лишь ножки. Все точки зацепления расположены вправо от полюса (за полюсом) на отрезке „расщепления“.

Резкое смещение зоны зацепления имеет следствием кардинальное отличие свойств заполюзного зацепления. Так как знание указанных свойств является необходимым как для установления преимуществ и недостатков указанного зацепления и случаев наиболее рационального его применения, так и определения основных размеров элементов зацепления при его проектировании, ниже излагается разработанная автором теория заполюзного зацепления. Большинство расчетных формул приводится в окончательном виде. Изложение статьи предполагает знакомство читателя с общей теорией эвольвентного зацепления.

Исследование¹ заполюзного зацепления

Степень перекрытия зубчатой передачи

Пусть начало зацепления расположено на отрезке „расщепления“ на расстоянии $2\Delta m$ по радиусу от полюса зацепления. Величину Δ впредь будем называть коэффициентом заполюзности. Обозначим так:

- z и z' — числа зубьев сопряженных шестерен;
- ϵ_0 — показатель общей высотной коррекции;
- τ — степень перекрытия зубчатой передачи;
- β — угол зацепления.

Тогда, на основании общей теории эвольвентного зацепления, пользуясь данным выше определением заполюзного зацепления, согласно фиг. 2 можно записать:

$$\tau \cos \beta = \sqrt{\frac{z^2}{4} + 4(\epsilon_0 + \Delta)^2 + 2(\epsilon_0 + \Delta)z - \frac{z^2 \cos^2 \beta}{4}} + \sqrt{\frac{z'^2}{4} - 2\Delta z' + 4\Delta^2 - \frac{z'^2}{4} \cos^2 \beta - \frac{z+z'}{2} \sin \beta}$$

или

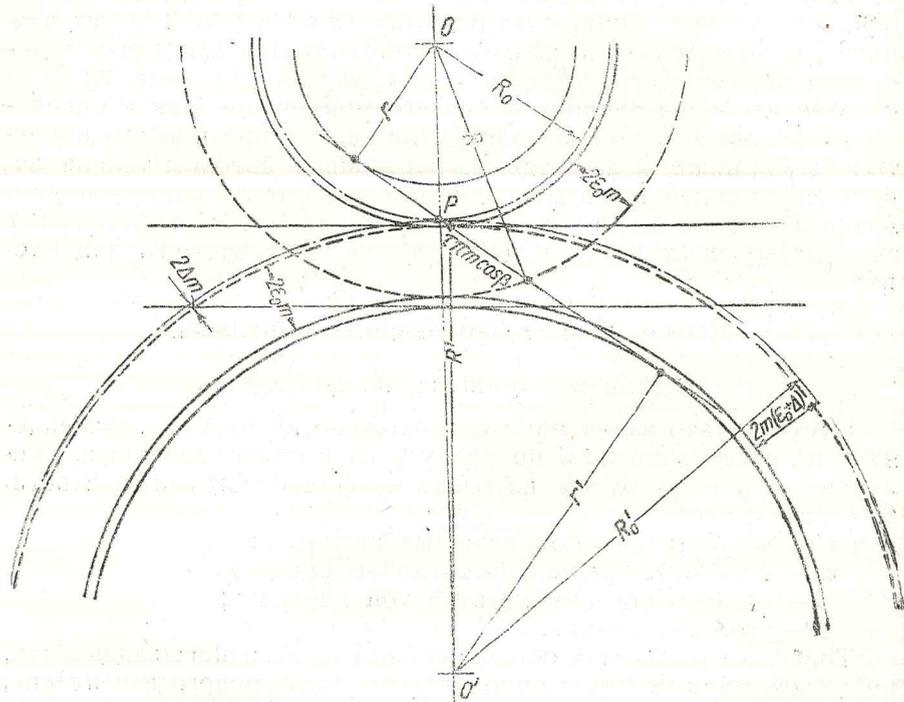
$$\tau \cos \beta = \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2 \beta + 4(\epsilon_0 + \Delta)^2 + 2(\epsilon_0 + \Delta)z} + \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2 \beta + 4\Delta^2 - 2\Delta z' - \frac{z+z'}{2} \sin \beta}$$

¹ В основу исследования положено условие нарезания зацепления методом обкатки при помощи сдвига производственного инструмента.

откуда степень перекрытия заплюзного зацепления

$$\tau = \frac{\sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2 \beta + 4(\epsilon_0 + \Delta)^2 + 2(\epsilon_0 + \Delta)z} + \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2 \beta + 4\Delta^2 - 2\Delta z' - \frac{z+z'}{2} \sin \beta}}{\pi \cos \beta} \quad (I)$$

Максимальная величина τ соответствует случаю зацепления с рейкой. Как нетрудно видеть из фиг. 2,



Фиг. 2. Схема определения степени перекрытия τ .

$$\tau_{\max} = \frac{\frac{1}{2} \sqrt{z^2 \sin^2 \beta + 16(\epsilon_0 + \Delta)^2 + 8[\epsilon_0 + \Delta]z} - \frac{z}{2} \sin \beta - \frac{2\Delta}{\sin \beta}}{\pi \cos \beta} \quad (II)$$

В одностороннем зацеплении, являющемся частным случаем заплюзного зацепления, $\Delta = 0$ и степень перекрытия

$$\tau = \frac{\frac{1}{2} \sqrt{z^2 \sin^2 \beta + 16\epsilon_0^2 + 8\epsilon_0 z} - \frac{z}{2} \sin \beta}{\pi \cos \beta} \quad (III)$$

В заплюзном зацеплении для заданной зубчатой передачи с числом зубьев z и z' коррекция определяется коэффициентом

заплюзности Δ , коэффициентом общей высотной коррекции ϵ_0 и профильным углом режущего инструмента β .

Величина коэффициента заплюзности, при заданной точности изготовления, упругости валов и точности монтажа, должна быть выбрана из условия исключения из зацепления зоны, соответствующей полюсу.

В отношении неточностей изготовления, влияющих на величину заплюзности, необходимо отметить, что отклонение в точности изготовления диаметра окружности выступов большой шестерни, обычно задаваемое в минус, может повлечь за собой лишь увеличение заплюзности. Деформация валов приводит к некоторому увеличению межосевого расстояния, обуславливающему также соответствующее увеличение заплюзности. Биение диаметра окружности выступов должно сказаться отрицательно на величине заплюзности, а именно: величина заплюзности может уменьшиться на величину эксцентриситета (половину биения). В этом же направлении должно действовать отрицательное отклонение в межосевом расстоянии, приводящее к уменьшению межосевого расстояния.

Величина заплюзности, с учетом всех перечисленных факторов, должна быть такова, чтобы исключить возможность зацепления в полюсе. Однако при этом задавать величину заплюзности чрезвычайно большой не следует по соображениям обеспечения достаточной степени перекрытия.

На фиг. 3, а и б дано изменение степени перекрытия в заплюзном зацеплении в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , при различных значениях показателя заплюзности Δ и различных числах зубьев сопряженных шестерен z и z' , для двух значений угла зацепления $\beta = 15^\circ$ и $\beta = 20^\circ$.

Как показывают указанные графики, с увеличением показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , степень перекрытия τ возрастает, в то же время с увеличением коэффициента заплюзности Δ степень перекрытия τ падает. Максимальные значения степени перекрытия в этом отношении соответствуют одностороннему зацеплению ($\Delta = 0$). С увеличением числа зубьев z малой шестерни, при прочих равных условиях, степень перекрытия повышается.

Влияние числа зубьев большой шестерни относительно слабее. При $\Delta = 0$, т. е. одностороннем зацеплении, как показывают уравнение (III) и фиг. 3, число зубьев z' большего колеса не оказывает никакого влияния на степень перекрытия передачи τ .

Сравнение графиков фиг. 3, а и б показывает, что с увеличением угла зацепления степень перекрытия, как и следовало ожидать, падает.

В случае цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями, при заданном показателе общей высотной коррекции ϵ_0 (обуславливаемом для выбранного профильного угла режущего инструмента условием допустимого заострения) и выбранном коэффициенте заплюзности, существует предельное минимальное число зубьев малой шестерни, которое обеспечивает в паре с большим колесом заданного числа зубьев еще допустимую

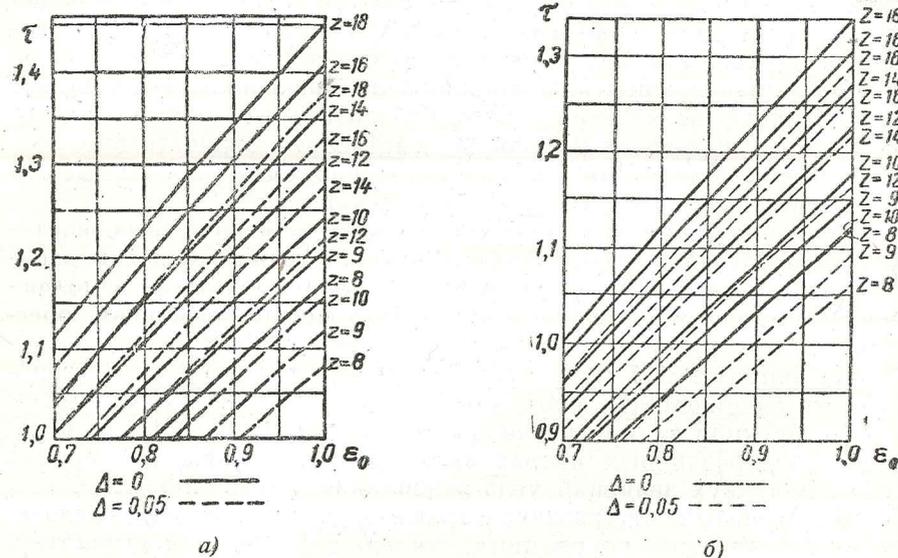
по условиям плавного зацепления величину степени перекрытия. Величины степени перекрытия τ , определяемые значением коэффициента заплюсности $\Delta = 0$, соответствуют одностороннему зацеплению.

Уравнение (III) для одностороннего зацепления после некоторых преобразований может быть переписано в виде:

$$z \left(2 \varepsilon_0 - \frac{\tau \pi \sin 2\beta}{2} \right) = \tau^2 \pi^2 \cos^2 \beta - 4 \varepsilon_0^2,$$

откуда

$$z = \frac{2 \tau^2 \pi^2 \cos^2 \beta - 8 \varepsilon_0^2}{4 \varepsilon_0 - \tau \pi \sin 2\beta} \quad (IV)$$



Фиг. 3. Изменение степени перекрытия τ в зависимости от показателя общей высотной коррекции ε_0 , числа зубьев z и коэффициента заплюсности Δ .

Примечание. Каждая кривая соответствует значениям $z = 40$ и $z' = 100$, так как расхождения между ними очень малы.

a — угол зацепления $\beta = 15^\circ$; b — угол зацепления $\beta = 20^\circ$.

На фиг. 4 представлен график изменения числа зубьев малой шестерни в зависимости от показателя общей высотной коррекции ε_0 для углов зацепления $\beta = 15^\circ$ и $\beta = 20^\circ$ и нескольких значений степени перекрытия $\tau = 1,1 \div 1,3$.

Указанный диапазон величин степени перекрытия τ широко применяется в таких отраслях машиностроения, как автостроение. Это иллюстрируется приводимой ниже табл. 1 значений τ для ряда зубчатых передач коробок передач, изготавливаемых известными зарубежными фирмами.

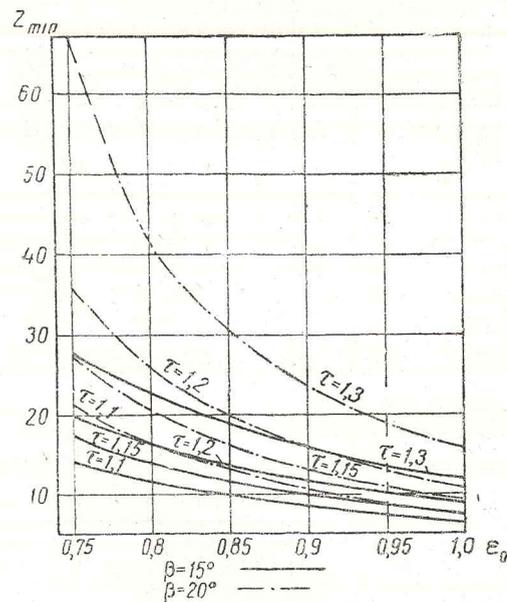
Из рассмотрения графика видно, что при выбранном значении степени перекрытия, с увеличением показателя общей высотной коррекции ε_0 , минимальное число зубьев малой шестерни может быть уменьшено. Однако чем больше выбранная степень пере-

Таблица 1

		z/z'	τ
Постоянное зацепление	Brown-Lipe 51	18/33	1,25
	Brown-Lipe 35	18/33	1,25
	Brown-Lipe 55	18/33	1,19
	Brown-Lipe 60	18/33	1,19
	Fuller WO-BB	14/33	1,22
	Fuller MG-OG	19/26	1,18
3-я передача	Brown-Lipe 51	26/25	1,26
	Brown-Lipe 35	26/25	1,26
	Brown-Lipe 55	26/25	1,20
	Brown-Lipe 60	26/25	1,20
	Fuller WO-BB	27/20	1,30
	Fuller MG-OG	30/15	1,17
2-я передача	Brown-Lipe 51	20/31	1,25
	Brown-Lipe 35	20/31	1,25
	Brown-Lipe 55	20/31	1,20
	Brown-Lipe 60	20/31	1,20
	Fuller WO-BB	20/27	1,30
	Fuller MG-OG	17/28	1,17
1-я передача	Brown-Lipe 51	13/38	1,22
	Brown-Lipe 35	13/38	1,22
	Brown-Lipe 55	13/38	1,17
	Brown-Lipe 60	13/38	1,17
	Fuller WO-BB	13/34	1,22
	Fuller MG-OG	12/42	1,22

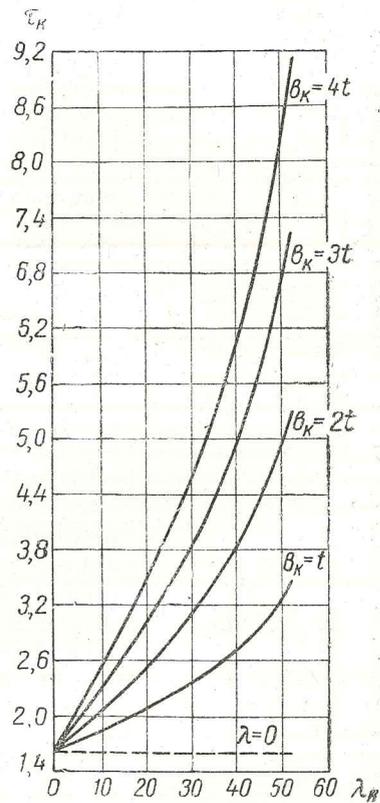
крытия, тем больше минимальное число зубьев малой шестерни. С увеличением угла зацепления, для сохранения заданной степени перекрытия, минимальное число зубьев малой шестерни должно быть увеличено.

Надлежащая степень перекрытия при малых числах зубьев малой шестерни и большом угле зацепления может быть достигнута переходом на косозубое зацепление. Приведенный ниже график (фиг. 5) показывает, какого значительного роста степени перекрытия можно добиться применением косых зубьев. На фиг. 5 представлены кривые изменения степени перекрытия в косозубой передаче в зависимости от угла спирали для различных значений ширины колеса при $m_t=4$, $z=16$,



Фиг. 4. Изменение минимального числа зубьев малой шестерни z_{min} в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , степени перекрытия передачи τ и профильного угла режущего инструмента β ($\Delta=0,0$).

$z'=29$ и $\beta=20^\circ$. Прямая, параллельная оси абсцисс, соответствует значению угла спирали, равному нулю, иными словами, прямозубому зацеплению. При заданной ширине колеса с увеличением угла спирали степень перекрытия растет. С другой стороны, при заданном угле спирали степень перекрытия может быть значительно увеличена применением более длинного зуба. Таким образом, при косозубом зацеплении возможности



Фиг. 5. Изменения степени перекрытия косозубой передачи τ_k в зависимости от угла спирали λ_k и ширины колеса b_k ($\beta_f=20$, $m_t=4$, $z=16$, $z'=29$).

получения надлежащей степени перекрытия значительно возрастают, что сильно расширяет область применения заплоского зацепления.

Заострение вершины зубьев малой шестерни

Ограничением для увеличения показателя общей высотной коррекции при прямозубых шестернях является заострение зуба малой шестерни.

Толщина вершины зуба

$$e = [s_0 - d_0 (\operatorname{tg} \gamma - \gamma)] \frac{D}{d_0},$$

где d_0 — диаметр основной окружности;

D — диаметр окружности выступов малой шестерни.

Так как

$$\frac{d_0}{D} = \cos \gamma = \frac{mz \cos \beta}{mz + 4m(\epsilon_0 + \Delta)} = \frac{z \cos \beta}{z + 4(\epsilon_0 + \Delta)},$$

а толщина зуба по основной окружности

$$s_0 = d_0 (\operatorname{tg} \beta - \beta) + \left(\frac{\pi m}{2} + 2x \operatorname{tg} \beta \right) \cos \beta$$

и сдвиг производственного инструмента

$$x = \xi m = (\epsilon_0 + 2\Delta) m,$$

то

$$e = \left[mz \cos \beta (\operatorname{tg} \beta - \beta) + \frac{\pi m}{2} \cos \beta + 2(\epsilon_0 + 2\Delta) m \sin \beta - mz \cos \beta (\operatorname{tg} \gamma - \gamma) \right] \frac{mz + 4m(\epsilon_0 + \Delta)}{mz \cos \beta},$$

откуда

$$e = \frac{z + 4(\epsilon_0 + \Delta)}{z} \left[mz (\operatorname{tg} \beta - \beta) + \frac{\pi m}{2} + 2(\epsilon_0 + 2\Delta) m \operatorname{tg} \beta - mz (\operatorname{tg} \gamma - \gamma) \right].$$

Показатель толщины вершины зуба (показатель заострения зуба) или толщина вершины зуба для модуля, равного единице,

$$\frac{e}{m} = \frac{z + 4(\epsilon_0 + \Delta)}{z} \left\{ z \left[(\operatorname{tg} \beta - \beta) - (\operatorname{tg} \gamma - \gamma) \right] + \frac{\pi}{2} + 2(\epsilon_0 + 2\Delta) \operatorname{tg} \beta \right\}, \quad (V)$$

где угол γ определяется из $\cos \gamma = \frac{z \cos \beta}{z + 4(\epsilon_0 + \Delta)}$.

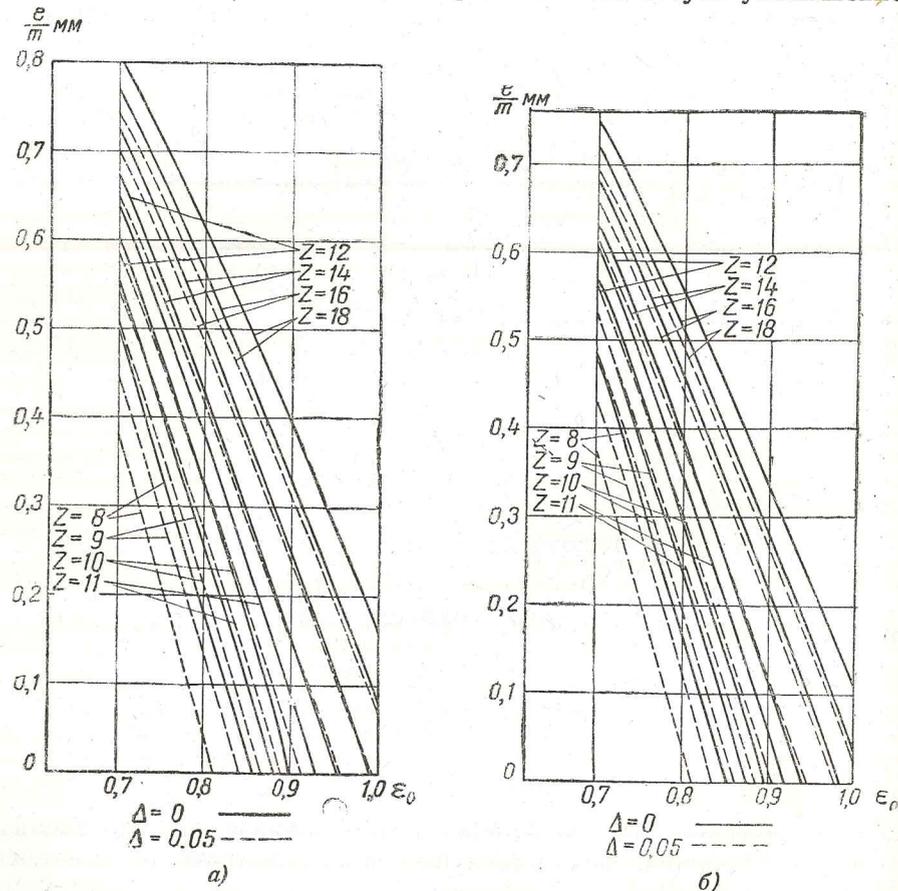
Для одностороннего зацепления

$$\frac{e}{m} = \frac{z + 4\epsilon_0}{z} \left\{ z \left[(\operatorname{tg} \beta - \beta) - (\operatorname{tg} \gamma - \gamma) \right] + \frac{\pi}{2} + 2\epsilon_0 \operatorname{tg} \beta \right\}, \quad (VI)$$

где $\cos \gamma = \frac{z \cos \beta}{z + 4\epsilon_0}$.

На фиг. 6, а и б представлены кривые изменения показателя толщины вершины зуба $\frac{e}{m}$, в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев z и коэффициента заплоскости Δ , для двух значений угла зацепления $\beta = 15^\circ$ и $\beta = 20^\circ$.

Как показывают графики, уменьшение показателя общей высотной коррекции приводит к увеличению показателя толщины вершины зуба. В том же направлении действует уменьшение



Фиг. 6. Изменение показателя толщины вершины зуба $\frac{e}{m}$ в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев z и коэффициента заплоскости Δ ($m=1$).

а—угол зацепления $\beta = 15^\circ$; б—угол зацепления $\beta = 20^\circ$.

коэффициента заплоскости. Увеличение числа зубьев шестерни также имеет следствием увеличение показателя толщины вершины зуба. Сравнение графиков 6, а и б показывает, что с увеличением профильного угла режущего инструмента показатель толщины вершины зуба падает незначительно; падение это бо-

лее заметно при больших числах зубьев и малых величинах коэффициента заплоскости.

Величины толщины вершины зубьев малой шестерни в заплоском зацеплении, при значениях показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , обеспечивающих еще допустимую степень перекрытия, относительно невелики.

Однако в ответственных зубчатых передачах сколько-нибудь значительный износ профиля, имеющий следствием его искажение, нарушение правильности зацепления, неравномерную передачу усилия, увеличение бокового зазора между зубьями и в результате — увеличение шума, падение к. п. д., появление динамических нагрузок, приводящих к разрушению зубьев и т. п., — недопустим. Поэтому, неизбежные в заплоском зацеплении, небольшие величины толщины вершины зуба не должны представлять опасности с точки зрения возможности дальнейшего ее утонения, приводящего к скалыванию вершины и разрушению всего зуба. Неслучайно в последние годы в практике американского автостроения можно встретить зубчатые передачи с толщиной вершины зуба до 0,8 мм (коробка передач грузового автомобиля Mack; шестерни 1-й передачи и заднего хода). Правда, для этого должны быть предусмотрены надлежащие смазка, профиль зубьев, качество изготовления и монтажа. Термообработка может иметь решающее значение для срока службы передач с подобными зубьями.

Вообще говоря, некоторое увеличение толщины вершины зуба может быть достигнуто применением тангенциальной коррекции. Однако последняя приводит одновременно к увеличению расчетной толщины и без того более толстого из сопряженных зубьев в заплоском зацеплении, что может нарушить усталостную равнопрочность сопряженных зубьев. Более радикальным средством против заострения вершины зубьев малого колеса следует признать уменьшение показателя общей высотной коррекции, обуславливающее снижение высоты зуба. Неизбежно связанное с этим уменьшение степени перекрытия может быть с избытком компенсировано, как было показано выше, переходом на косозубое зацепление.

Подрез зубьев большого колеса

Для зубьев большого колеса в заплоском зацеплении ограничением может служить условие подрезания:

$$\frac{z'}{2} \sin^2 \beta < 2(\epsilon_0 + \Delta).$$

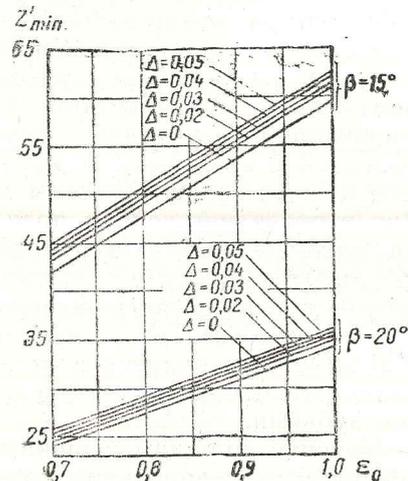
Согласно приведенному неравенству, минимальное число зубьев большого колеса в целях исключения подреза

$$z'_{\min} > \frac{4(\epsilon_0 + \Delta)}{\sin^2 \beta}. \quad (\text{VII})$$

В соответствии с этим могут быть определены предельные значения z'_{\min} :

при $\epsilon_0 = 0,7$, $\Delta = 0,03$, $\beta = 20^\circ$, $z'_{\min} \approx 25$;
 при $\epsilon_0 = 1,0$, $\Delta = 0,05$, $\beta = 15^\circ$, $z'_{\min} \approx 63$.

На фиг. 7 даны кривые изменения минимального числа зубьев большого колеса без подрезания, в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 и коэффициента заплотности Δ , для двух значений профильного угла режущего инструмента β .



Фиг. 7. Изменение минимального числа зубьев большого колеса z'_{\min} без подрезания в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , коэффициента заплотности Δ и профильного угла режущего инструмента β .

Как показывают графики, с возрастанием показателя общей высотной коррекции ϵ_0 минимальное число зубьев большого колеса возрастает. С увеличением коэффициента заплотности Δ z'_{\min} также возрастает. Наоборот, с увеличением угла зацепления минимальное число зубьев z'_{\min} большого колеса падает. При соответствующем угле зацепления β , показателе общей высотной коррекции ϵ_0 и коэффициенте заплотности Δ ниже указанных на графике чисел зубьев большой шестерни опускаться нецелесообразно, ибо это приведет к подрезу зубьев большой шестерни, а следовательно, к их чрезмерному ослаблению. В этом отношении весьма значительно влияние угла зацепления. Приведенный выше подсчет предельных значений z'_{\min} показывает, что переходом от 15-градусного к 20-градусному зацеплению, при одновременном уменьшении ϵ_0 от 1,0 до 0,7 и Δ от 0,05 до 0,03, можно снизить минимальное число зубьев большой шестерни без подреза от 63 до 25.

Прочность зубьев

Прочность зубьев сопряженных шестерен в определенной степени характеризуется толщиной в расчетных сечениях зубьев.

Для малой шестерни показатель толщины зуба в расчетном сечении или расчетная толщина зуба для модуля, равного единице,

$$\frac{a}{m} = \left\{ z \cos \beta [(tg \beta - \beta) - (tg \psi - \psi)] + \frac{\pi}{2} \cos \beta + 2(\epsilon_0 + 2\Delta) \sin \beta \right\} \frac{z + 4\Delta}{z \cos \beta}$$

$$\frac{a}{m} = \left\{ z [(tg \beta - \beta) - (tg \psi - \psi)] + \frac{\pi}{2} + 2(\epsilon_0 + 2\Delta) tg \beta \right\} \frac{z + 4\Delta}{z}, \quad (VIII)$$

где угол ψ определяется из $\cos \psi = \frac{z \cos \beta}{z + 4\Delta}$.

Для большой шестерни

$$\frac{a'}{m} = \left\{ z' \cos \beta [(tg \beta - \beta) - (tg \psi' - \psi')] + \frac{\pi}{2} \cos \beta - 2(\epsilon_0 + 2\Delta) \sin \beta \right\} \frac{z' - 4(\epsilon_0 + \Delta)}{z' \cos \beta},$$

$$\frac{a'}{m} = \left\{ z' [(tg \beta - \beta) - (tg \psi' - \psi')] + \frac{\pi}{2} - 2(\epsilon_0 + 2\Delta) tg \beta \right\} \frac{z' - 4(\epsilon_0 + \Delta)}{z'} \quad (IX)$$

при

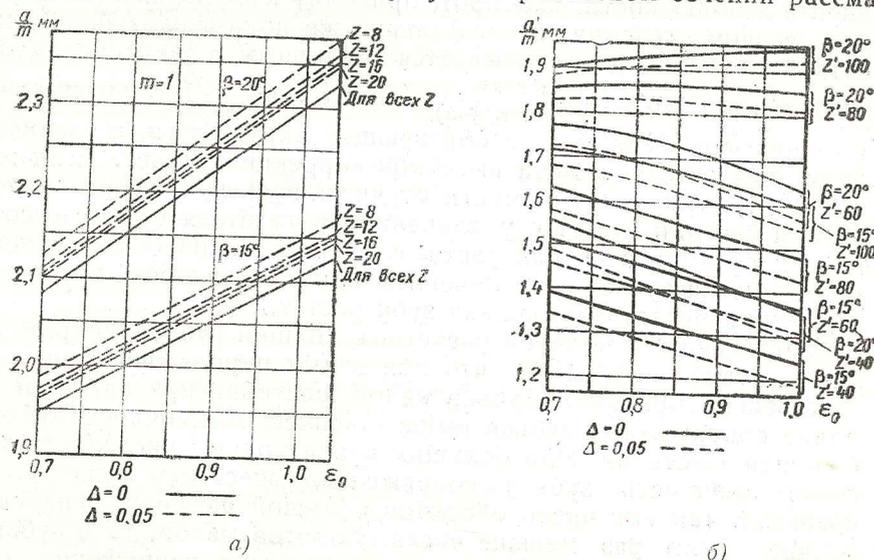
$$\cos \psi' = \frac{z' \cos \beta}{z' - 4(\epsilon_0 + \Delta)} < 1 \text{ и}$$

$$\frac{a'}{m} = \frac{s'_0}{m} = z' \cos \beta (tg \beta - \beta) + \frac{\pi}{2} \cos \beta - 2(\epsilon_0 + 2\Delta) \sin \beta \quad (X)$$

при

$$\cos \psi' = \frac{z' \cos \beta}{z' - 4(\epsilon_0 + \Delta)} > 1.$$

Так как в заплотном зацеплении коррекция определяется коэффициентом заплотности и показателем общей высотной коррекции, то на толщину зуба в расчетном сечении рассма-



Фиг. 8 а и б. Изменение показателя толщины зуба в расчетном сечении $\frac{a}{m}$ и $\frac{a'}{m}$ сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , коэффициента заплотности Δ , числа зубьев z и профильного угла режущего инструмента β .

триваемой шестерни эти факторы должны влиять определенным образом в первую очередь (фиг. 8, а и б). Кроме них, на толщину зубьев в расчетном сечении оказывают влияние число зубьев и

угол зацепления. Число зубьев сопряженной шестерни на нее никакого влияния не оказывает.

При $\Delta = 0$ (одностороннее зацепление) у малой шестерни толщина в расчетном сечении от числа зубьев вообще не зависит.

$$\frac{a}{m} = \frac{\pi}{2} + 2\varepsilon_0 \operatorname{tg} \beta. \quad (\text{XI})$$

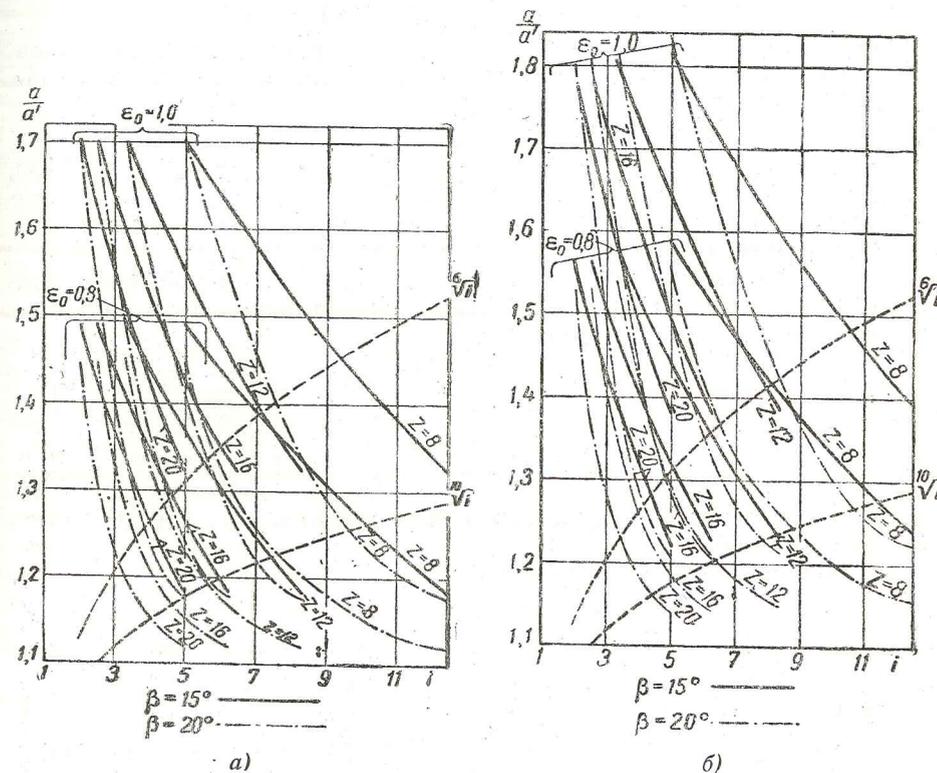
В заплоском зацеплении с увеличением коэффициента заплосности, так же как и с увеличением угла зацепления и показателя общей высотной коррекции зуба, расчетная толщина зуба малой шестерни, вследствие положительного сдвига режущего инструмента, увеличивается, в то время как с увеличением числа зубьев шестерни расчетная толщина зуба падает. Последняя закономерность резко отличается заплоское зацепление от нормального и несимметричного зацеплений, где с увеличением числа зубьев расчетная толщина зуба растет, и объясняется расположением расчетного сечения малой шестерни над сечением, соответствующим делительной окружности. На большой шестерне, при отрицательном сдвиге режущего инструмента, с увеличением числа зубьев, так же как и с увеличением угла зацепления, расчетная толщина зуба растет. Увеличение коэффициента заплосности, наоборот, приводит к снижению толщины в расчетном сечении зуба. Влияние же показателя общей высотной коррекции ε_0 оказывается различным в зависимости от величины $\cos \psi' = \frac{z' \cos \beta}{z' - 4(\varepsilon_0 + \Delta)}$. Если $\cos \psi' > 1$, то расчетная

толщина, определяемая по образующей окружности, с увеличением показателя общей высотной коррекции падает. Если же $\cos \psi' < 1$, то, в зависимости от числа зубьев, толщина в расчетном сечении может с увеличением показателя общей высотной коррекции зуба или расти, или падать. При больших значениях числа зубьев с увеличением показателя общей высотной коррекции расчетная толщина зуба растет.

Сравнение показателей расчетных толщин зубов сопряженных шестерен показывает, что при малых передаточных числах статическая прочность зубов малой шестерни при одинаковой длине сопряженных зубов выше статической прочности зубов большой шестерни. При больших передаточных числах усталостная прочность зубов сопряженных шестерен может быть уравнена. Так как число оборотов большой шестерни в передаточное число раз меньше числа оборотов малой, то в зубьях большой шестерни можно допускать большие напряжения, соответственно закону изменения предела усталости в зависимости от числа циклов напряжений, по сравнению с напряжениями в зубьях малой шестерни.

На фиг. 9, а и б представлены кривые изменения отношения расчетных толщин зубов сопряженных шестерен, в зависимости от передаточного числа, для различных чисел зубьев малой шестерни и различных значений угла зацепления и показателя общей высотной коррекции. Графики построены для двух зна-

чений коэффициента заплосности: $\Delta = 0,0$ — одностороннее зацепление и $\Delta = 0,05$ — заплоское зацепление. В предположении, что напряжения при усталостной нагрузке в зубьях обратно пропорциональны корню третьей и пятой степени из числа циклов и толщины в расчетных сечениях — соответственно корню шестой и десятой степени из числа циклов, построены кривые



Фиг. 9. Изменение отношения расчетных толщин зубов $\frac{a}{a'}$ сопряженных шестерен в зависимости от передаточного числа i , числа зубьев малой шестерни z , профильного угла режущего инструмента β и показателя общей высотной коррекции ε_0 .

оптимальных отношений расчетных толщин зубов сопряженных шестерен. Эти кривые позволяют установить зону наиболее рациональных передач и соответствующих значений элементов в заплоском зацеплении, при которых обеспечивается усталостная равнопрочность зубов сопряженных шестерен. Как видно из графика, зона усталостной равнопрочности лежит в пределах довольно широко применяющихся чисел зубьев.

Износ и разрушение рабочих поверхностей зубов

Параметры: секундная удельная работа трения скольжения, удельное давление между зубьями, секундная удельная работа трения качения.

Как было установлено нашими экспериментами¹, наилучшим параметром, характеризующим компоненту износа, является секундная удельная работа трения скольжения.

Ее выражение имеет вид:

$$n \xi_I = \frac{n N \mu}{b} \cdot \frac{\omega \rho_I - \omega' \rho'_I}{\omega \rho_I} = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_I - \rho'_I}{\rho_I} \quad (\text{XII})$$

для точки, соответствующей началу зацепления на головке зубьев ведущей шестерни², в предположении восприятия всего передаваемого усилия одной парой зубьев.

$$n \xi_I = \frac{n N \mu}{b} \cdot \frac{\omega \rho_I - \omega' \rho'_I}{\omega \rho_I} = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_I - \rho'_I}{\rho_I} \quad (\text{XIIa})$$

— для точки, соответствующей началу участка работы одной пары зубьев на головке зубьев ведущей шестерни.

Для точек, соответствующих концу участка работы одной пары зубьев и концу зацепления на головке зубьев ведущей шестерни, имеем соответственно:

$$n \xi_2 = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_2 - \rho'_2}{\rho_2}, \quad (\text{XIIб})$$

$$n \xi_{II} = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_{II} - \rho'_{II}}{\rho_{II}} \quad (\text{XIIв})$$

(в предположении восприятия всего передаваемого усилия одной парой зубьев).

На ножке зубьев ведомой шестерни

$$n' \xi'_I = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{\omega \left(\rho_I - \frac{\rho'_I}{i} \right)}{\omega' \rho'_I} = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{\omega (i \rho_I - \rho'_I)}{\omega' \rho'_I}, \quad (\text{XIIг})$$

$$n' \xi'_I = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_I - \rho'_I}{\rho'_I} \quad (\text{XIIд})$$

— для точки, соответствующей началу зацепления.

$$n' \xi'_I = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_I - \rho'_I}{\rho'_I} \quad (\text{XIIе})$$

— для точки, соответствующей началу участка работы одной пары зубьев.

$$n' \xi'_2 = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_2 - \rho'_2}{\rho_2} \quad (\text{XIIж})$$

¹ Осипян А. В., Экспериментальное исследование износа зубчатых колес. Сборник «Трение и износ в машинах», изд. Академии наук СССР, 1939, и «Исследование явления „pitting“ в зубчатых колесах», «Вестник металлопромышленности» №1 за 1938 г.

² В заплоском зацеплении зубья ведущей шестерни имеют одну лишь головку, вследствие чего зацепление начинается на головке.

— для точки, соответствующей концу участка работы одной пары зубьев.

$$n' \xi_{II} = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_{II} - \rho'_{II}}{\rho'_{II}} \quad (\text{XIIз})$$

— для точки, соответствующей концу зацепления.

Рассмотрение протекания указанного параметра по линии зацепления показывает, что в заплоском зацеплении наибольшего внимания заслуживают величины параметра в точках, соответствующих концу участка работы одной пары зубьев и концу зацепления.

При установлении преимуществ и недостатков заплоского зацепления в отношении какого-либо из качеств зацепления мы будем исходить из сравнения его с теоретически наиболее совершенным из известных нам в отношении указанного качества зацеплением. Так, например, при установлении качеств его в отношении износостойкости мы примем за наиболее совершенное — зацепление, скорректированное по секундной удельной работе трения скольжения.

В качестве параметра, в определенной степени характеризующего разрушение рабочих поверхностей зубьев, мы пользуемся секундной удельной работой трения качения, которая при некоторых допущениях¹ может быть принята пропорциональной $n' \sqrt{\frac{N^3 (1+i) \rho'}{E b^3 m z \sin \beta \rho}}$ для ведущей шестерни и $n' \sqrt{\frac{N^3 (1+i) \rho}{E b^3 m z \sin \beta \rho'}}$ для ведомой шестерни.

Наряду с этим, ввиду большого распространения параметра — удельное давление по модифицированной формуле Герца, мы при анализе долговечности заплоского зацепления применяем также и указанный параметр.

Исследуем значения названных параметров в наиболее неблагоприятных для указанных параметров точках профилей сопряженных зубьев.

Для секундной удельной работы трения качения определим значения ее, соответствующие началу зацепления и началу участка работы одной пары зубьев для ведущей малой шестерни и концу зацепления и концу участка работы одной пары зубьев для ведомой большой шестерни.

Удельное давление по формуле Герца, одинаковое в рассматриваемой точке для обоих сопряженных зубьев, определим также во всех четырех названных точках.

¹ Именно: а) плечо качения принято пропорциональным ширине деформированной площадки по Герцу; б) реакция принята параллельной линии зацепления), соединяющей центры кривизны соприкасающихся профилей (что действительно при одинаковых радиусах кривизны сопряженных элементов и одинаковых материалах), вследствие чего моменты сопротивления качению приняты одинаковыми для соприкасающихся элементов.

$$\theta_1 = cn' \sqrt{\frac{N^3(1+i)\rho_1'}{Eb^3mz\rho_1\sin\beta}}; \quad \frac{\theta_1}{c} = n' \sqrt{\frac{N^3}{Eb^3m}} \sqrt{\frac{(1+i)\rho_1'}{z\rho_1\sin\beta}}; \quad (\text{XIIIa})$$

$$\theta_1 = cn' \sqrt{\frac{N^3(1+i)\rho_1}{Eb^3mz\rho_1\sin\beta}}; \quad \frac{\theta_1}{c} = n' \sqrt{\frac{N^3}{Eb^3m}} \sqrt{\frac{(1+i)\rho_1}{z\rho_1\sin\beta}}; \quad (\text{XIIIб})$$

$$\theta_2 = cn' \sqrt{\frac{N^3(1+i)\rho_2}{Eb^3mz\rho_2\sin\beta}}; \quad \frac{\theta_2}{c} = n' \sqrt{\frac{N^3}{Eb^3m}} \sqrt{\frac{(1+i)\rho_2}{z\rho_2\sin\beta}}; \quad (\text{XIIIв})$$

$$\theta_{II} = cn' \sqrt{\frac{N^3(1+i)\rho_{II}}{Eb^3mz\rho_{II}\sin\beta}}; \quad \frac{\theta_{II}}{c} = n' \sqrt{\frac{N^3}{Eb^3m}} \sqrt{\frac{(1+i)\rho_{II}}{z\rho_{II}\sin\beta}}; \quad (\text{XIIIг})$$

$$K_1 = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_1'}{\rho_1\rho_1'}} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_1 + \rho_1'}{\rho_1\rho_1'}}; \quad (\text{XIVa})$$

$$K_1 = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_1}{\rho_1\rho_1}} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_1 + \rho_1}{\rho_1\rho_1}}; \quad (\text{XIVб})$$

$$K_2 = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \cdot \frac{\rho_2 + \rho_2}{\rho_2\rho_2}} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_2 + \rho_2}{\rho_2\rho_2}}; \quad (\text{XIVв})$$

$$K_{II} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \cdot \frac{\rho_{II} + \rho_{II}}{\rho_{II}\rho_{II}}} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{II} + \rho_{II}}{\rho_{II}\rho_{II}}}. \quad (\text{XIVг})$$

Во всех приведенных выше выражениях радиусы кривизны в зацеплении для модуля, равного единице, могут быть определены из следующих уравнений:

$$\frac{\rho_1}{m} = \frac{z+z'}{2} \sin\beta - \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2\beta - 2z'\Delta + 4\Delta^2},$$

$$\frac{\rho_1'}{m} = \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2\beta - 2z'\Delta + 4\Delta^2};$$

$$\frac{\rho_1}{m} = \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4(\varepsilon_0 + \Delta)^2 + 2z(\varepsilon_0 + \Delta) - \pi \cos\beta},$$

$$\frac{\rho_1'}{m} = \frac{z+z'}{2} \sin\beta + \pi \cos\beta - \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4(\varepsilon_0 + \Delta)^2 + 2z(\varepsilon_0 + \Delta)};$$

$$\frac{\rho_2}{m} = \frac{z+z'}{2} \sin\beta + \pi \cos\beta - \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2\beta - 2z'\Delta + 4\Delta^2},$$

$$\frac{\rho_2'}{m} = \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2\beta - 2z'\Delta + 4\Delta^2} - \pi \cos\beta;$$

$$\frac{\rho_{II}}{m} = \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4(\varepsilon_0 + \Delta)^2 + 2z(\varepsilon_0 + \Delta)},$$

$$\frac{\rho_{II}'}{m} = \frac{z+z'}{2} \sin\beta - \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4(\varepsilon_0 + \Delta)^2 + 2z(\varepsilon_0 + \Delta)}.$$

При $\Delta=0$ (одностороннее зацепление) приведенные выше выражения принимают вид:

$$\frac{\rho_1}{m} = \frac{z}{2} \sin\beta,$$

$$\frac{\rho_1'}{m} = \frac{z'}{2} \sin\beta;$$

$$\frac{\rho_1}{m} = \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4\varepsilon_0^2 + 2z\varepsilon_0} - \pi \cos\beta,$$

$$\frac{\rho_1'}{m} = \frac{z+z'}{2} \sin\beta + \pi \cos\beta - \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4\varepsilon_0^2 + 2z\varepsilon_0};$$

$$\frac{\rho_2}{m} = \frac{z}{2} \sin\beta + \pi \cos\beta,$$

$$\frac{\rho_2'}{m} = \frac{z'}{2} \sin\beta - \pi \cos\beta;$$

$$\frac{\rho_{II}}{m} = \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4\varepsilon_0 + 2z\varepsilon_0},$$

$$\frac{\rho_{II}'}{m} = \frac{z+z'}{2} \sin\beta - \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2\beta + 4\varepsilon_0^2 + 2z\varepsilon_0}.$$

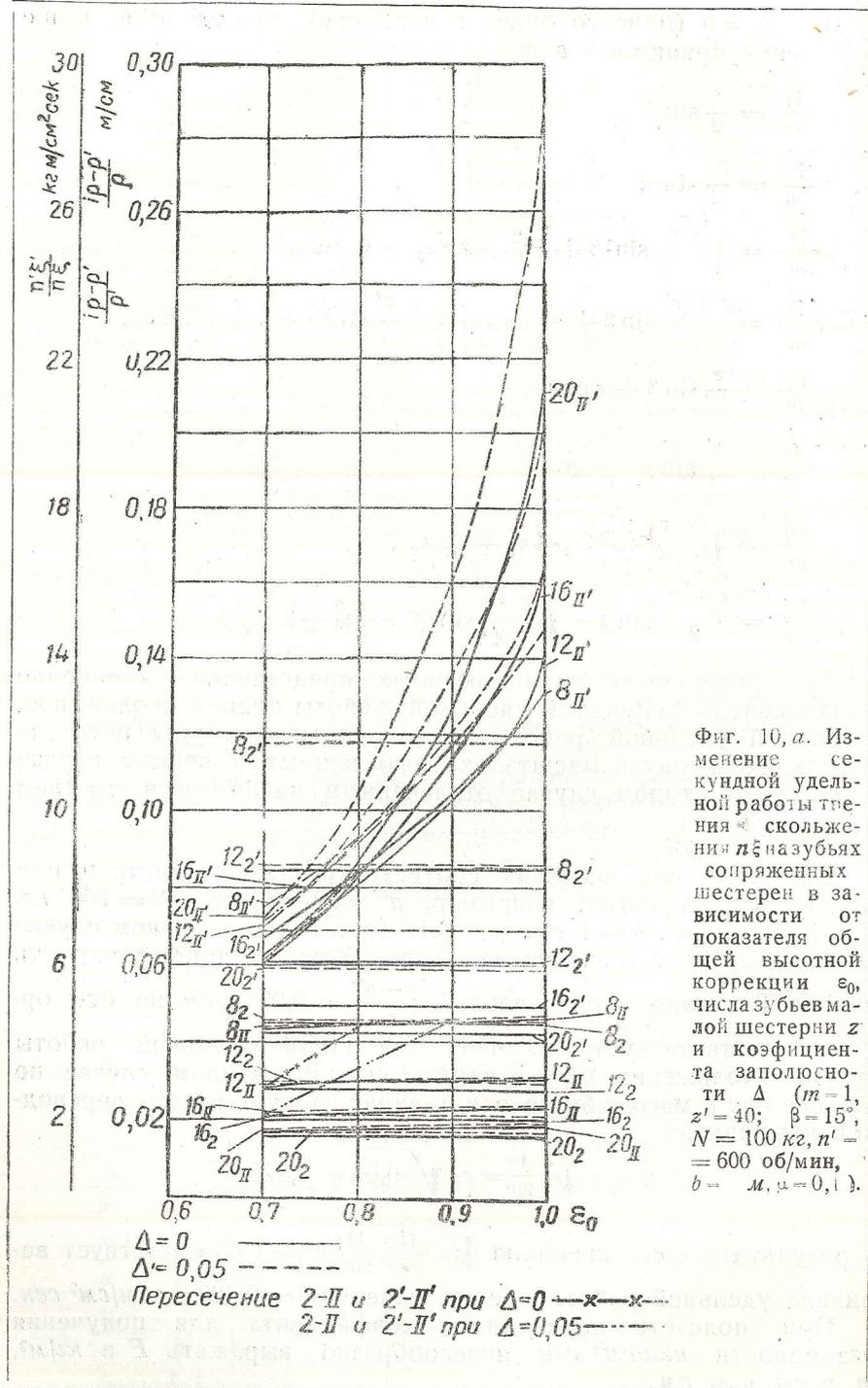
На приведенных ниже графиках представлено изменение коэффициентов секундной удельной работы трения скольжения, секундной удельной работы трения качения и удельного давления во Герцу в масштабах, выраженных в первом случае в m/cm , во втором случае отвлеченным числом и в третьем случае в $\sqrt{\frac{1}{mm}}$.

Для получения значений соответствующих параметров при $m=1$ для заданных, например, $n'=10$ об/сек, $N=100$ кг, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см², $b=1$ см, $\mu=0,1$, достаточно в первом случае соответствующее значение масштаба по оси ординат умножить на 100. Так, например, значению $\frac{i\rho - \rho'}{\rho} = 0,05$ m/cm по оси ординат соответствует величина секундной удельной работы трения скольжения $n\xi = 5$ кгм/см² сек. Во втором случае по отношению к масштабу по оси ординат следует ввести переводной коэффициент

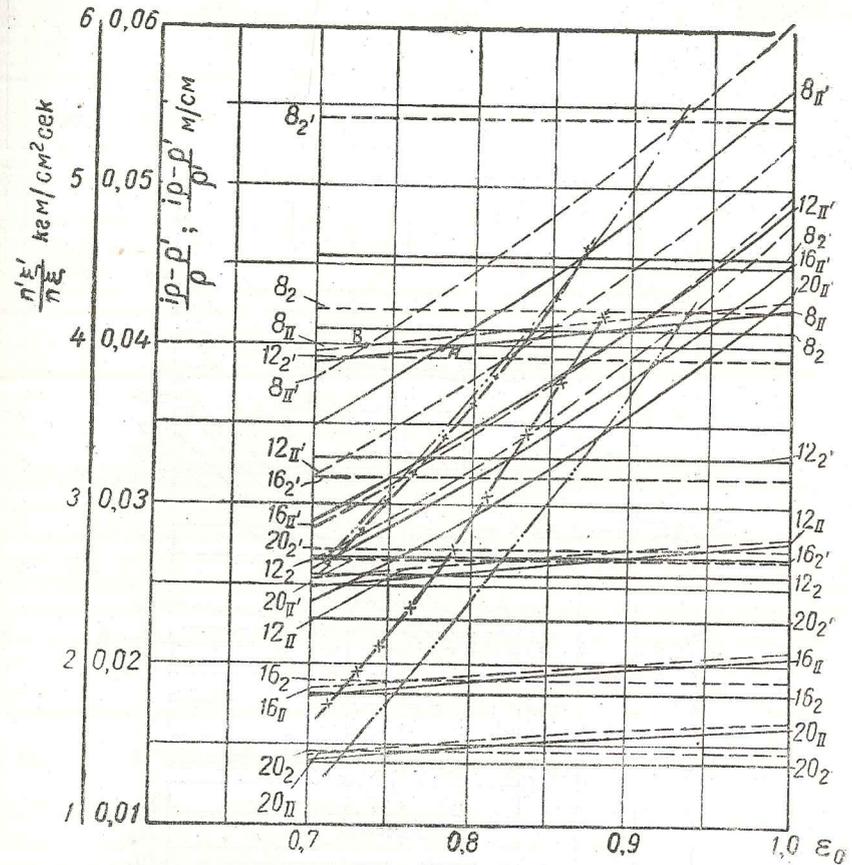
$$c \sqrt{\frac{1}{20}} = c \sqrt{0,05} = 0,223 c,$$

в результате чего значению $\sqrt{\frac{(i+1)\rho}{z\rho'\sin\beta}} = 1$ соответствует величина удельной работы трения качения $\theta = 0,223$ с кгм/см² сек.

При подсчете переводного коэффициента для получения размерности кгм/см² сек целесообразно выражать E в кг/м², m в см, ρ в см.

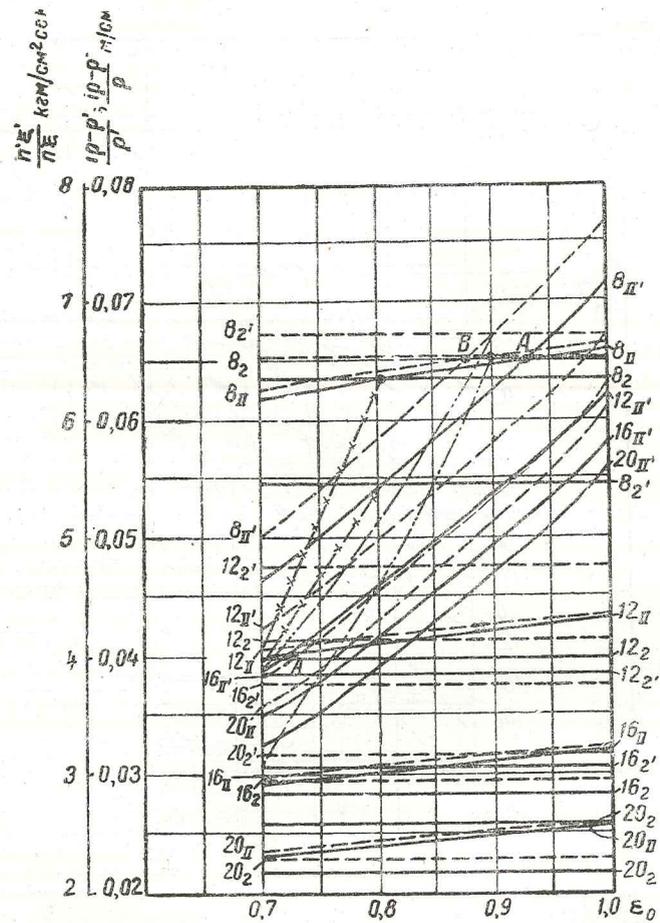


В третьем случае по отношению к масштабу по оси ординат следует ввести переводной коэффициент $0,418 \cdot 10\,000 \cdot \sqrt{20} = 10\,000 \times 4,47 \cdot 0,418 = 18\,720$, в результате чего, например, значению



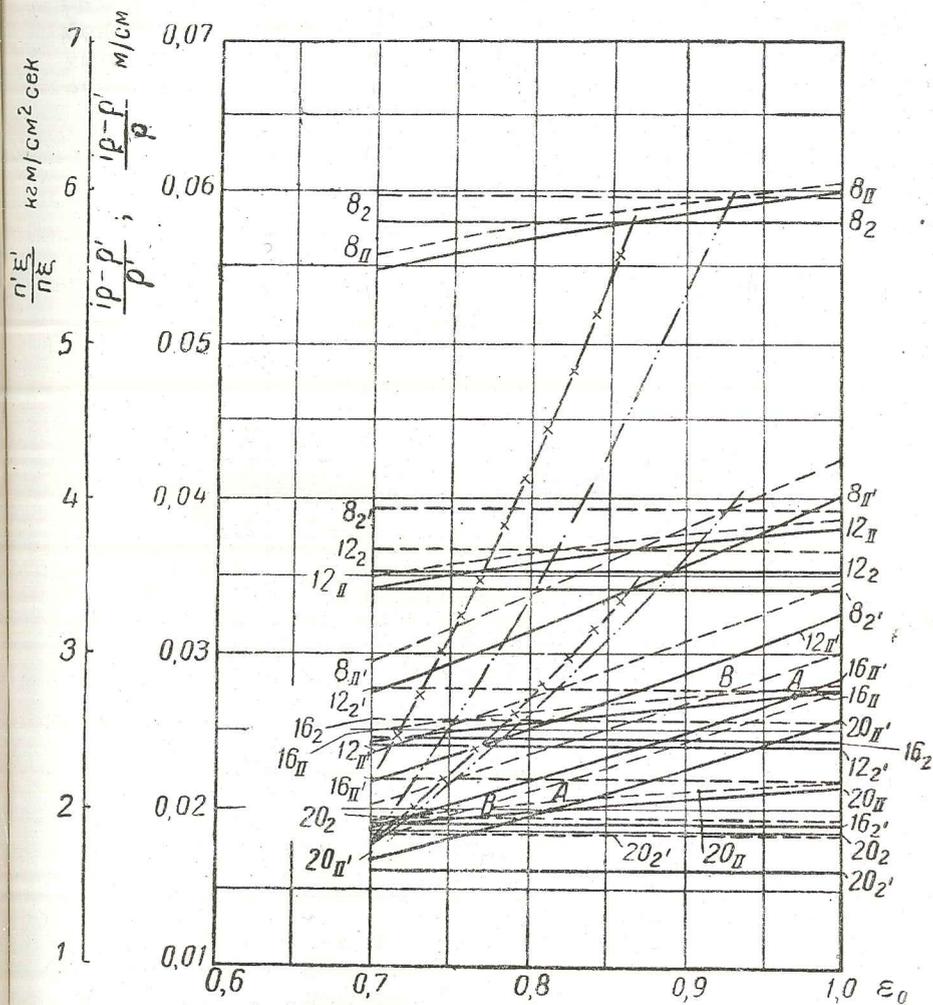
$\sqrt{\frac{c}{\rho\rho'}} = 0,5 \sqrt{\frac{1}{\text{мм}}}$ будет соответствовать величина удельного давления по Герцу $K = 9350$ кг/см².

Таким образом на графиках осуществлен перевод и по оси ординат нанесены две шкалы: первая из них соответствует зна-



$\Delta = 0$ —————
 $\Delta = 0,05$ - - - - -
 Пересечение 2-Π и 2'-Π' при $\Delta = 0$ - - - - -
 " 2-Π и 2'-Π' " $\Delta = 0,05$ - - - - -
 А-пересечение 2-2' и Π-Π' " $\Delta = 0$
 В- " 2-2' и Π-Π' " $\Delta = 0,05$

Фиг. 11, а. Изменение секундной удельной работы трения скольжения $n\varepsilon'$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ε_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1, z'=60, \beta=15^\circ, N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $\mu=0,1$).

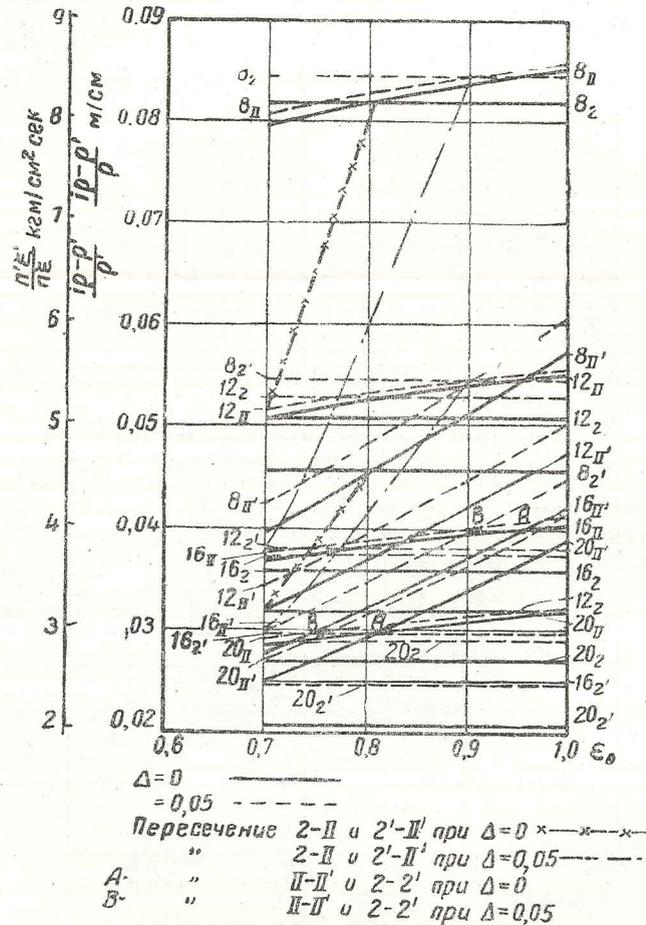


$\Delta = 0$ —————
 $\Delta = 0,05$ - - - - -
 Пересечение 2-Π и 2'-Π' при $\Delta = 0$ *—x—x—x
 " 2-Π и 2'-Π' при $\Delta = 0,05$ - - - - -
 А- " Π-Π' при $\Delta = 0$
 В- " Π-Π' при $\Delta = 0,05$

Фиг. 11, б. Изменение секундной удельной работы трения скольжения $n\varepsilon'$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ε_0 , числа зубьев малой шестерни и коэффициента заплотности Δ ($m=1, z'=60, \beta=20^\circ, N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $\mu=0,1$).

чениям указанных коэффициентов, вторая шкала соответствует значениям параметров износа и разрушений рабочих поверхностей зубьев для заданных условий.

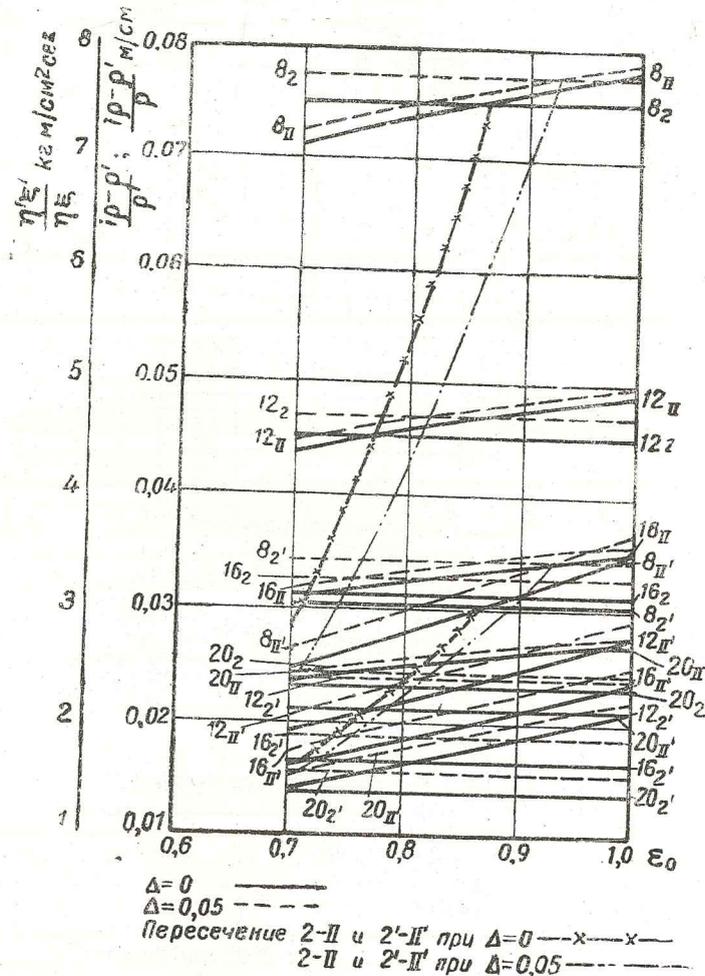
На фиг. 10—13, а и б кривые изменения секундной удельной работы трения скольжения $\eta \xi$ на зубьях сопряженных шестерен в точках, соответствующих началу и концу зацепления



Фиг. 12, а. Изменение секундной удельной работы трения скольжения $\eta \xi$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=80$, $\beta=15^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $\mu=0,1$).

и началу и концу участка работы одной пары зубьев, представлены, в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , для различных чисел зубьев малой шестерни при разных значениях коэффициента заплотности. Графики построены для несколь-

ких значений числа зубьев большой шестерни и двух значений угла зацепления. Как показывает рассмотрение указанных графиков, максимальные значения секундной удельной работы трения скольжения в точках, соответствующих концу зацепления на зубьях малой и большой шестерен, с увеличением показателя

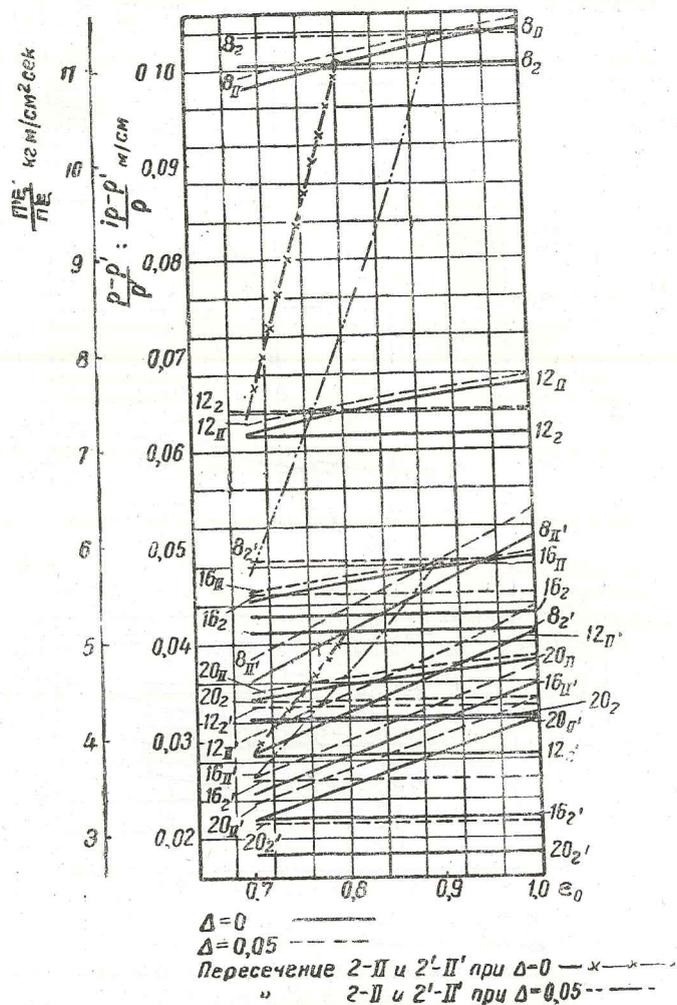


Фиг. 12, б. Изменение секундной удельной работы трения скольжения $\eta \xi$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=80$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $\mu=0,1$).

общей высотной коррекции сильно возрастают. При этом, как и следовало ожидать, при больших передаточных числах значения указанного параметра на головке зубьев малой шестерни оказы-

ваются выше соответствующих значений на ножке зубьев большой шестерни.

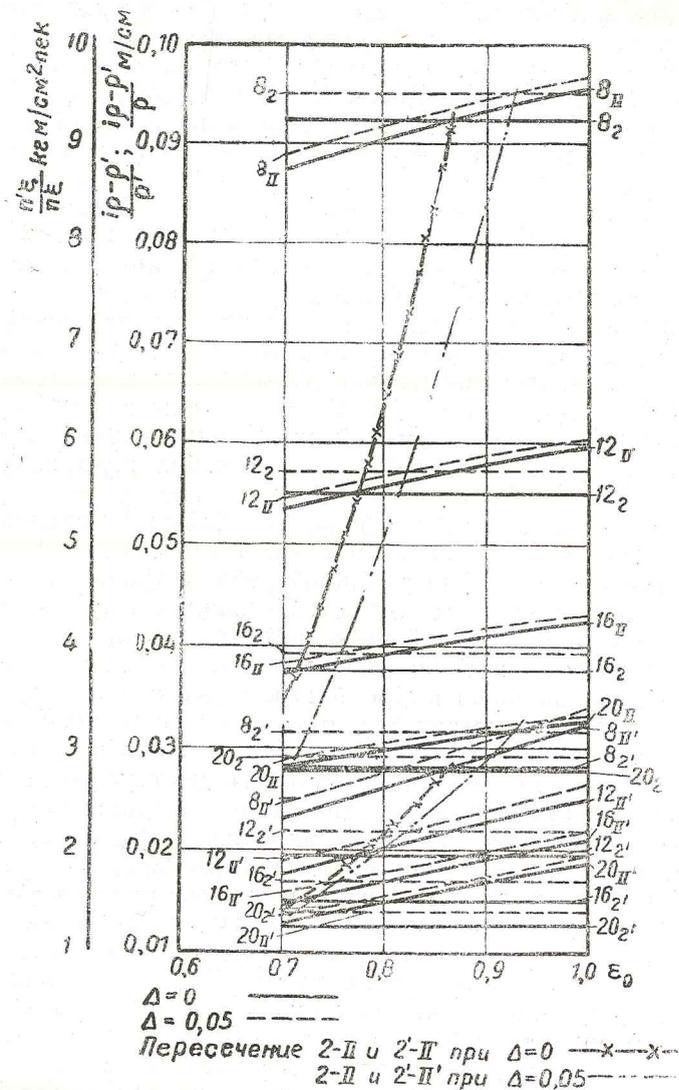
С увеличением коэффициента заплоскости значения секундной удельной работы трения скольжения в заплосном зацепле-



Фиг. 13, а. Изменение секундной удельной работы трения скольжения $m\xi$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплоскости Δ ($m=1$, $z'=100$, $\beta=15^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $\mu=0,1$).

нии несколько возрастают. При одном и том же показателе общей высотной коррекции увеличение угла зацепления приводит к снижению максимальных значений секундной удельной работы трения скольжения.

С уменьшением значения показателя общей высотной коррекции величина степени перекрытия, как мы показали выше, падает, принимая при некоторых его величинах значения меньше еди-



Фиг. 13, б. Изменение секундной удельной работы трения скольжения $m\xi$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплоскости Δ ($m=1$, $z'=100$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $\mu=0,1$).

ницы. Эти значения показателя общей высотной коррекции в прямозубых колесах служат границей кривых для практически

осуществимых передач. Поэтому на графиках указанные участки кривых нами отмечены особо. Значения ϵ_0 , соответствующие степени перекрытия, равной единице, могут быть определены непосредственно из соответствующих графиков (фиг. 3—3а). С другой стороны, при $\tau = 1$ точки, соответствующие началу и концу зацепления, совпадают с точками, соответствующими началу и концу участка работы одной пары зубьев. Вследствие этого и величина параметра в указанных точках принимает на обеих кривых одно и то же значение и для заданного числа зубьев и коэффициента заплотности определяется пересечением кривых, соответствующих началу зацепления и началу участка работы одной пары зубьев и концу зацепления и концу участка работы одной пары зубьев. Чем больше число зубьев сопряженных шестерен, тем при меньшем значении показателя общей высотной коррекции ϵ_0 степень перекрытия передачи τ оказывается равной единице. Соответственно этому область реально осуществимых передач оказывается шире. В прямозубых шестернях при малых числах зубьев малой шестерни практически оказывается возможным использовать лишь небольшую зону значений ϵ_0 .

На рассматриваемых графиках необходимо отметить еще группу точек пересечения кривых, соответствующих максимальным значениям секундной удельной работы трения скольжения на профилях сопряженных зубьев. Указанные точки определяют значения показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , обеспечивающие минимальную величину параметра износа, и следовательно, наиболее рациональную коррекцию с точки зрения износа. Изучение их позволяет установить, при каких условиях и в пределах каких значений основных элементов заплотное зацепление для рассматриваемой передачи удовлетворяет условию повышения износостойкости одновременно с устранением или уменьшением питтингообразования. Как видно из графиков, зона значений показателей ϵ_0 , соответствующих наиболее рациональной коррекции с точки зрения износа в диапазоне довольно часто применяющихся чисел зубьев $z' = 40—70$ при $\beta = 20^\circ$ и $z' = 50—90$ при $\beta = 15^\circ$, близка к практически осуществимым значениям ϵ_0 для заплотного зацепления. В соответствии с этим в заплотном зацеплении максимальные значения секундной удельной работы трения скольжения сильно снижены. И только лишь при малых углах зацепления, больших значениях показателя общей высотной коррекции и малых числах зубьев большой шестерни указанные значения в точках, соответствующих концу зацепления на ножке зубьев большой шестерни и на головке зубьев малой шестерни, могут достигнуть сколько-нибудь значительной величины. Хотя эта величина, даже в самом неблагоприятном случае, намного ниже соответствующих величин удельной работы трения скольжения на ножках зубьев малой шестерни в большинстве широко применяющихся типов зацеплений, тем не менее подбором величин показателя общей высотной коррек-

ции, величины угла зацепления и коэффициента заплотности ее значения могут быть значительно снижены¹.

Рассмотрение приведенных графиков показывает, что наиболее неблагоприятным в отмеченном выше смысле случаем применения заплотного зацепления является зацепление при числе зубьев большой шестерни $z' = 40$, когда в сопряжении с числом зубьев малой шестерни $z = 20$ на ножке зубьев большой шестерни секундная удельная работа трения скольжения при угле зацепления $\beta = 15^\circ$ достигает наибольшего значения. Но даже при этом, как нетрудно видеть из табл. 2, приведенной ниже², максимальное значение секундной удельной работы трения скольжения в заплотном зацеплении все же значительно ниже такового в нормальном зацеплении и в зацеплении DIN. Далее, анализ данных табл. 2 показывает, что уменьшение показателя общей высотной коррекции ϵ_0 от 1,0 до 0,8 уже обуславливает резкое снижение указанного параметра даже при сохранении максимального значения коэффициента заплотности Δ и угле зацепления $\beta = 15^\circ$. Еще более резкое снижение его может быть достигнуто увеличением угла зацепления β от 15° до 20° . Сравнение величин секундной удельной работы трения скольжения в 20-градусном заплотном зацеплении с таковыми в других типах зацеплений показывает, что для соответствующих показателей общей высотной коррекции заплотное зацепление весьма близко к коррекции по равенству удельных работ трения скольжения. Максимальные значения секундной удельной работы трения скольжения при этом не превышают величин, имеющих место в известном зацеплении фирмы Магг³.

Диапазон рациональных передаточных чисел или рационального числа зубьев большой шестерни при заданном числе зубьев малой шестерни, при котором заплотное зацепление, изготовленное стандартным инструментом [ϵ_0 и β], одновременно удовлетворяет условию наименьшего износа, может быть определен аналитически. Пусть наименьший износ определяется минимальной величиной параметра — секундная удельная работа трения скольжения. Приравняем максимальные величины указанного параметра в заплотном зацеплении на профилях зубьев сопряженных шестерен в точках, соответствующих концу зацепления и концу участка работы одной пары зубьев.

Получим в первом случае:

$$n \xi_{II} = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_{II} - \rho'_{II}}{\rho_{II}} = n' \xi'_{II} \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_{II} - \rho'_{II}}{\rho'_{II}},$$

¹ Значительный эффект может быть также получен выбором режимов термической обработки сопряженных шестерен, обеспечивающим относительно несколько более высокую твердость зуба большого колеса.

² В таблице помещены значения коэффициентов соответствующих параметров.

³ По данным E. Buckingham, „Involute Spur Gears“, и каталога фирмы Магг.

$z = 20, z' = 40$

Тип зацепления	Заполюсное зацепление $\Delta = 0,05$		Нормальное зацепление	Зацепление Шпелера (17°43' (15°))	Зацепление DIN	Зацепление, скорректированное по разности угловых работ трения скольжения		
	15°	20°				15°	20°	20°
Угол зацепления			20°	17°43' (15°)	15°	15°	20°	20°
Показатель общей высотной коррекции	$\epsilon_0 = 0,8$	$\epsilon_0 = 1,0$	$\epsilon_0 = 0,8$	$\epsilon_0 = 1,0$	$\epsilon_0 = 1,0$	$\epsilon_0 = 1,0$	$\epsilon_0 = 0,8$	$\epsilon_0 = 1,0$
	1,2	1,42	1,12	1,32	1,745	1,604	1,324	1,6
Степень перекрытия	10,35	29,55	3,23	4,77	53,2	11,8	2,88	4,12
	1,82	1,93	1,527	1,65	3,03	5,70	1,45	2,01
Коэффициенты параметров, характеризующих износ	$\sqrt{\frac{c}{\rho\rho'}}$ max	1,005	1,49	0,67	2,613	1,429	0,831	0,89
	$\frac{i\rho - \rho'}{\rho}$ max	1,005	1,49	0,67	2,613	1,429	0,831	0,89

Примечание. Приведенные в таблице данные соответствуют предельному значению коэффициента заполюсности $\Delta = 0,05$. При меньших значениях коэффициента заполюсности величины параметра износа значительно снижаются. При $\Delta = 0$ для случая $\beta = 15^\circ, \epsilon_0 = 1,0$ имеем:

$$\frac{i\rho - \rho'}{\rho} = 21,103; \quad \frac{i\rho - \rho'}{\rho'} = 1,903; \quad \sqrt{\frac{c}{\rho\rho'}} = 1,300,$$

откуда

при $\rho_{II} = \rho'_{II}$.

Подставив соответствующие значения радиусов кривизны, приведенные выше, в полученное уравнение, после некоторых преобразований получим следующее выражение:

$$z_{\text{рац}} = \frac{(2A - \frac{z}{2} \sin \beta) 2}{\sin \beta}, \quad (\text{XV})$$

где

$$A = \sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2 \beta + 4(\epsilon_0 + \Delta)^2 + 2z(\epsilon_0 + \Delta)},$$

позволяющее при заданных угле зацепления β , показателе общей высотной коррекции ϵ_0 , числе зубьев малой шестерни z и коэффициенте заполюсности Δ определить рациональное число зубьев z' большой шестерни в заполюсном зацеплении, при котором наряду с устранением питтинговых разрушений одновременно износ будет доведен до минимума.

Для второго случая имеем уравнение

$$n \xi_2 = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_2 - \rho'_2}{\rho_2} = n' \xi'_2 = \frac{n' N \mu}{b} \cdot \frac{i \rho_2 - \rho'_2}{\rho_2},$$

которое удовлетворяется при $\rho_2 = \rho'_2$.

Подставляя соответствующие значения радиусов кривизны, приведенные выше, в полученное уравнение, получим выражение

$$z_{\text{рац}} = \frac{2[A + \sqrt{A^2 - 3B \sin^2 \beta}]}{3 \sin^2 \beta}, \quad (\text{XVI})$$

где

$$A = \pi \sin 2\beta + z \sin^2 \beta + 8\Delta,$$

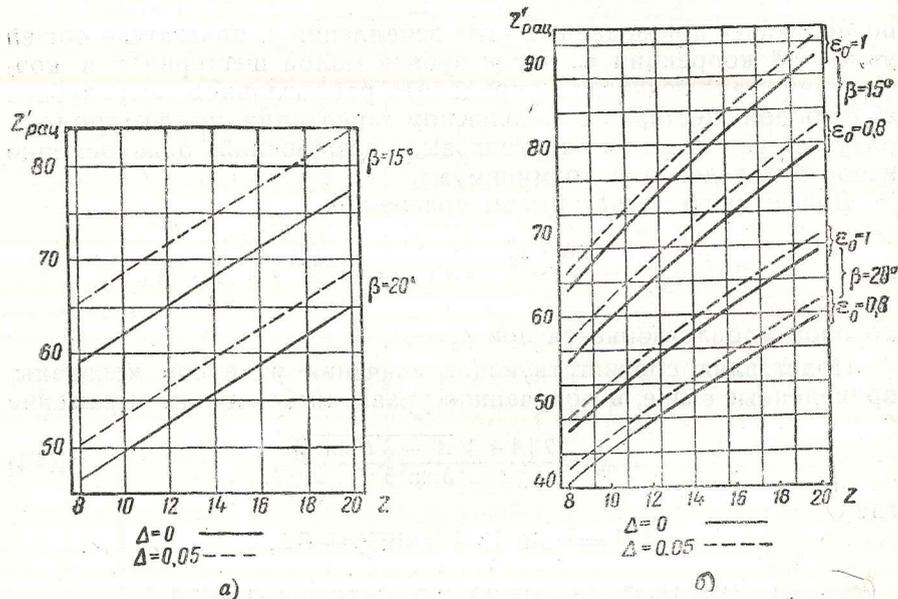
$$B = 16\Delta^2 - z\pi \sin 2\beta - \frac{z^2}{4} \sin^2 \beta - 4\pi^2 \cos^2 \beta,$$

позволяющее при заданных угле зацепления β , числе зубьев малой шестерни z и коэффициенте заполюсности Δ определить рациональное число зубьев большой шестерни z' в заполюсном зацеплении, обеспечивающее максимальную износостойкость профилей при малых степенях перекрытия зубчатой передачи и точно изготовленных зубьях.

Ниже, на фиг. 14, а, б приведены кривые изменения рационального числа зубьев большой шестерни, в зависимости от числа зубьев малой шестерни для двух значений угла зацепления $\beta = 15^\circ$ и $\beta = 20^\circ$, значений показателя общей высотной коррекции $\epsilon_0 = 0,8$ и $\epsilon_0 = 1,0$ и коэффициента заполюсности $\Delta = 0,00$ и $\Delta = 0,05$, для обоих рассмотренных случаев.

Во втором случае, как нетрудно видеть, рациональное число зубьев не зависит от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 .

Как показывает рассмотрение указанных графиков, диапазон рациональных чисел зубьев большой шестерни, в особенности в первом случае, достаточно велик, что свидетельствует о широких возможностях в отношении осуществления одновременно питтингостойкого и износостойкого зацепления. С этой точки зрения оказывается, что чем меньше угол зацепления и выше показатель общей высотной коррекции и коэффициент заплотности, тем целесообразнее пользоваться большими передаточными числами. Указанные графики позволяют при заданных величинах четырех элементов зацепления определить величину пятого при условии обеспечения наиболее рациональных условий в отношении питтингостойкости и износостойкости. Так, например, при заданных инструменте (ϵ_0 и β), коэффициенте заплотности Δ и числе зубьев малой шестерни z , можно определить рациональное число зубьев большой шестерни z' .

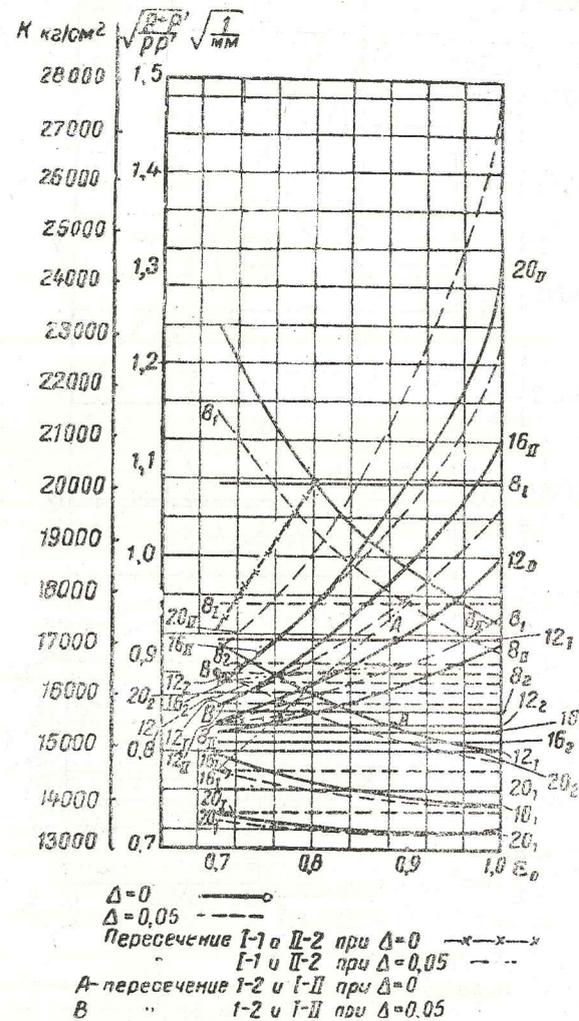


Фиг. 14. Изменение рационального числа зубьев большой шестерни $z'_{\text{рац}}$ в зависимости от числа зубьев малой шестерни z , профильного угла режущего инструмента β , показателя общей высотной коррекции ϵ_0 .

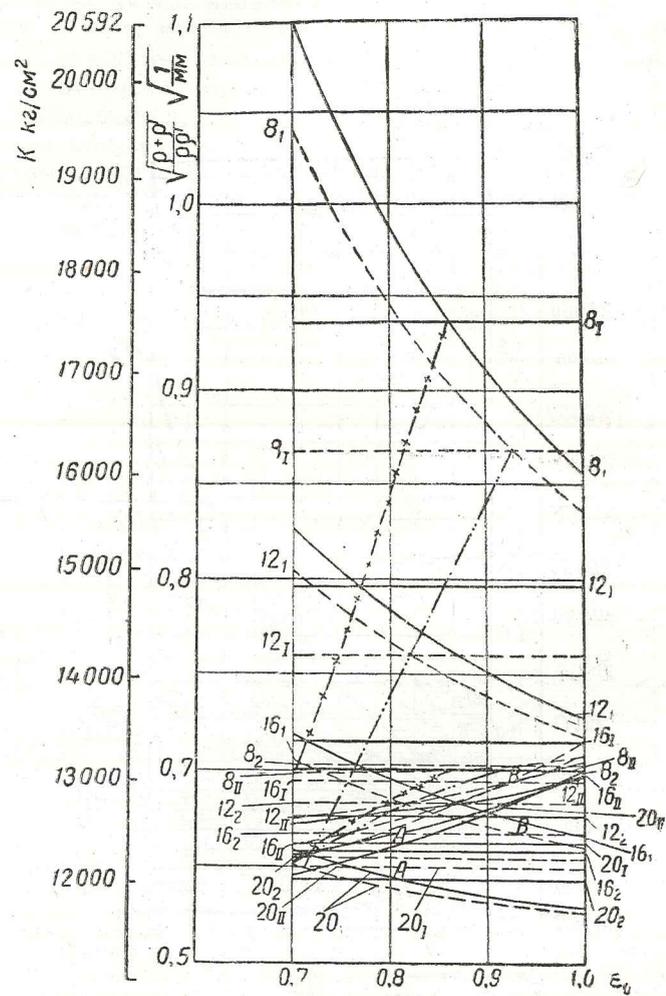
а — при $n \xi_2 = n' \xi'_2$; б — при $n \xi_{II} = n' \xi'_{II}$.

Примечание. Тонкие линии кривых соответствуют $\tau < 1$. Плотности Δ и числу зубьев малой шестерни z может быть определено рациональное z' , или, наоборот, при заданном z' может быть определено z , или, наконец, при заданных передаточном числе, определяемом z и z' , и коэффициенте заплотности Δ может быть определен рациональный инструмент. Практически нереальные зоны кривых, соответствующие степени перекрытия меньшей единицы, нанесены на указанных графиках тонкими линиями.

На фиг. 15—18, а и б представлены кривые изменения удельного давления между зубьями по формуле Герца в точках, соответствующих началу и концу зацепления и началу и концу

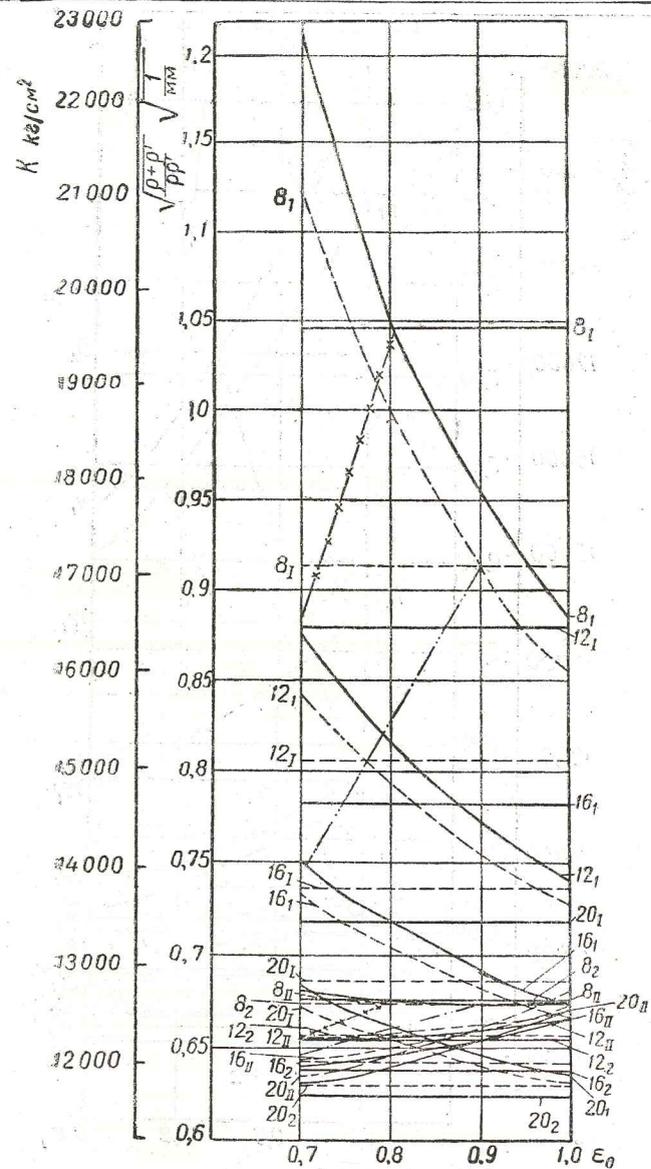


Фиг. 15, а. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m = 1$, $z' = 40$, $\beta = 15^\circ$, $N = 100 \text{ кг}$, $b = 1 \text{ см}$, $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$).



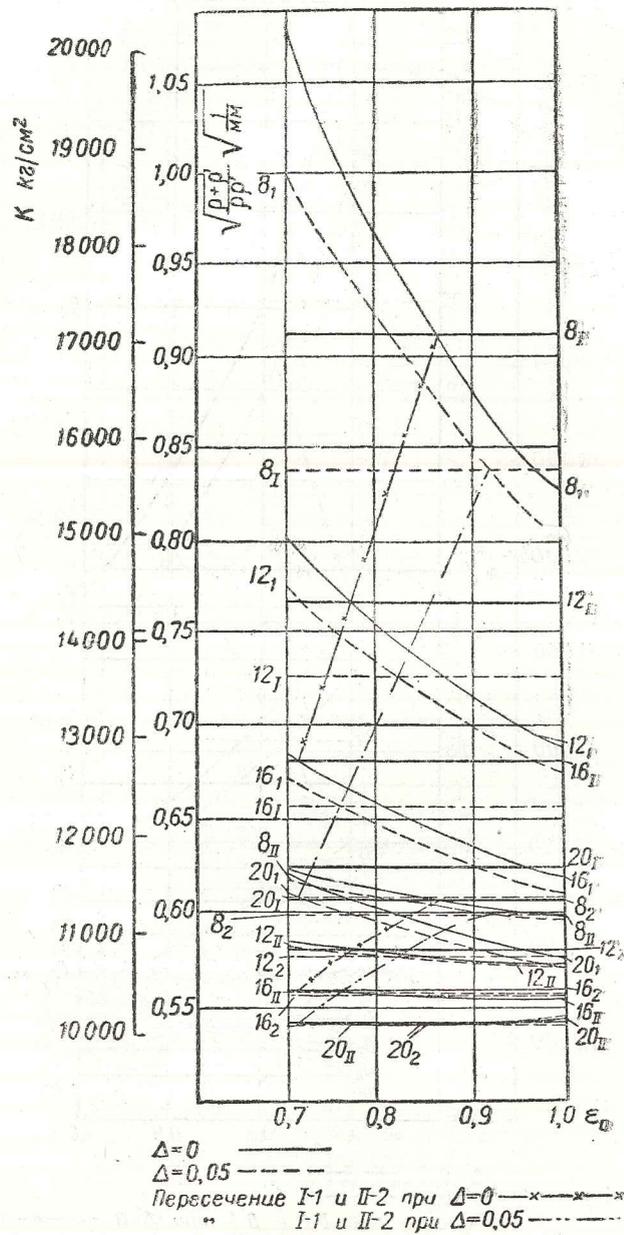
$\Delta=0$ —————
 $\Delta=0,05$ - - - - -
 Пересечение I-1 и II-2 при $\Delta=0$ —x—x—x—
 I-1 и II-2 при $\Delta=0,05$ ————
 A-пересечение I-2 и I-II при $\Delta=0$
 B- " I-2 и I-II при $\Delta=0,05$

Фиг. 15, б. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=40$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).

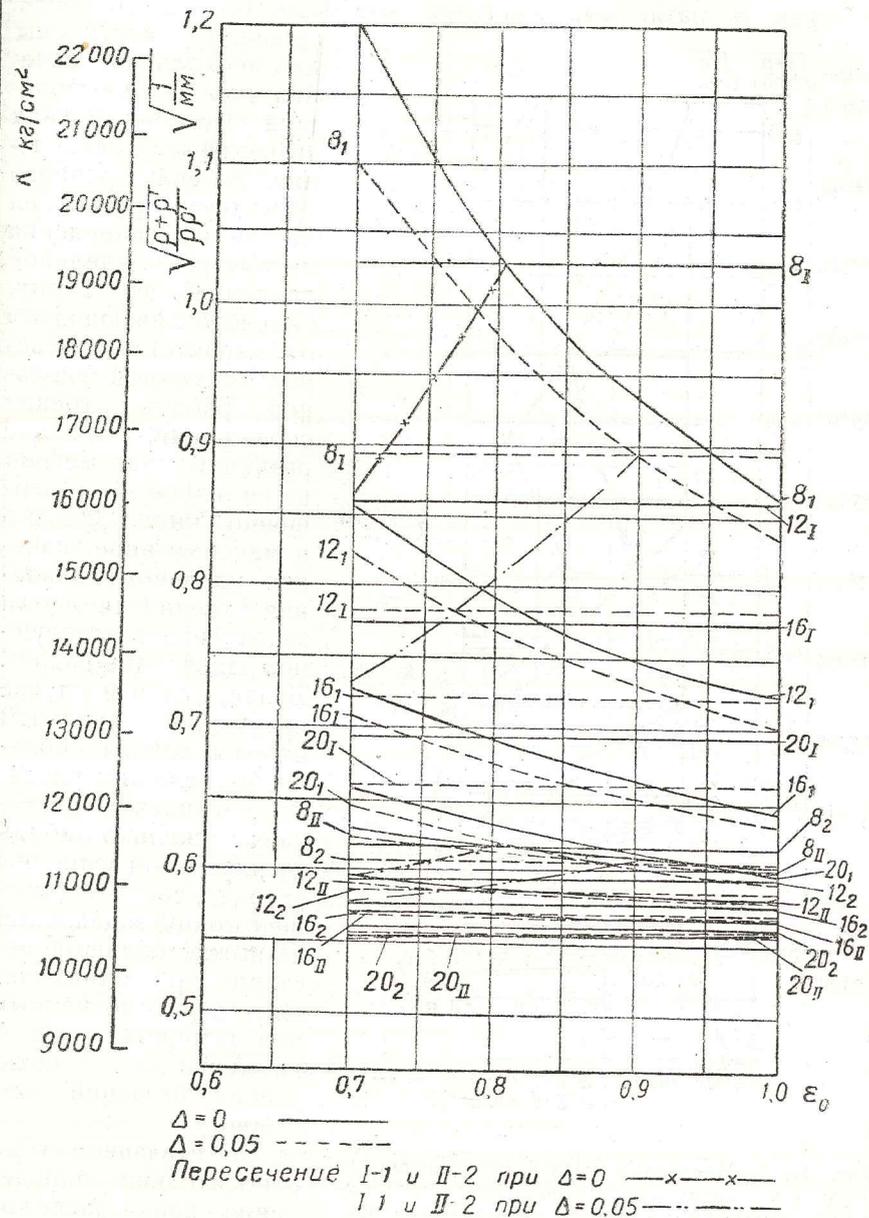


$\Delta=0$ —————
 $\Delta=0,05$ - - - - -
 Пересечение I-1 и II-2 при $\Delta=0$ —x—x—x—
 " I-1 и II-2 при $\Delta=0,05$ ————

Фиг. 16, а. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=60$, $\beta=15^\circ$, $N=100$ кг, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).

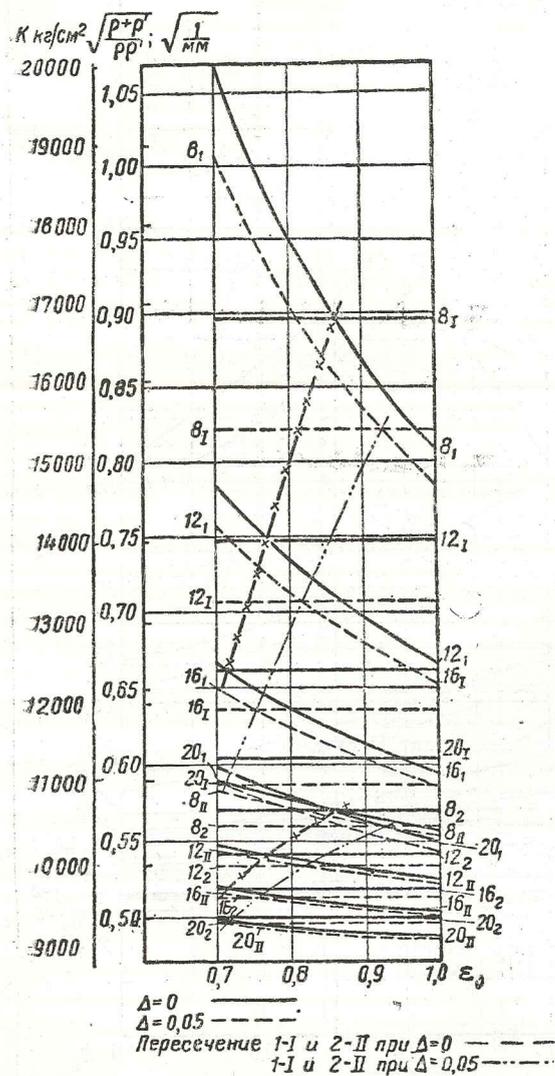


Фиг. 16, б. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев шестерни z и коэффициента запольности Δ ($m=1, z'=60, \beta=20^\circ, N=100$ кг, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).



Фиг. 17, а. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента запольности Δ ($m=1, z'=80, \beta=15^\circ, N=100$ кг, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).

участка работы одной пары зубьев, в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , для различных чисел зубьев малой шестерни и различных значений коэффициента заплотности.

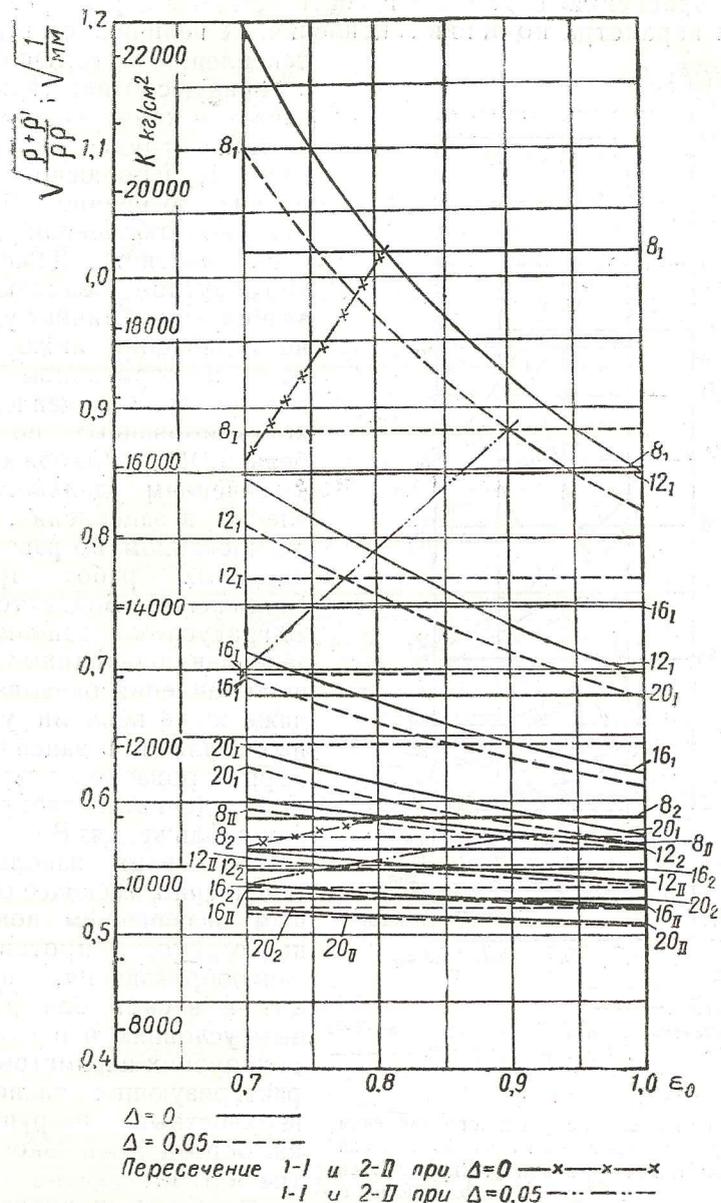


Фиг. 17, б. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=80$, $\beta=20^\circ$, $N=100 \text{ кг}$, $b=1 \text{ см}$, $E=2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$).

соответствующих наиболее рациональной коррекции, обуславливающей максимальное снижение величин рассматриваемого

Графики построены для нескольких значений числа зубьев большой шестерни и двух значений угла зацепления. В силу особого характера протекания по линии зацепления параметра удельное давление по Герцу, сильно отличающегося от характера изменения секундной удельной работы трения скольжения, влияние различных параметров на ее изменение совершенно иное. Однако и максимальное значение удельного давления с увеличением угла зацепления в заплотном зацеплении падает. Далее, как и в случае секундной удельной работы трения скольжения, величина удельного давления достигает сколько-нибудь значительной величины в точке, соответствующей концу зацепления на ноже большой шестерни при минимальном из рассмотренных передаточном числе и наименьшем числе зубьев большой шестерни.

Все сказанное выше относительно определения практически осуществимых передач, а равно точек,

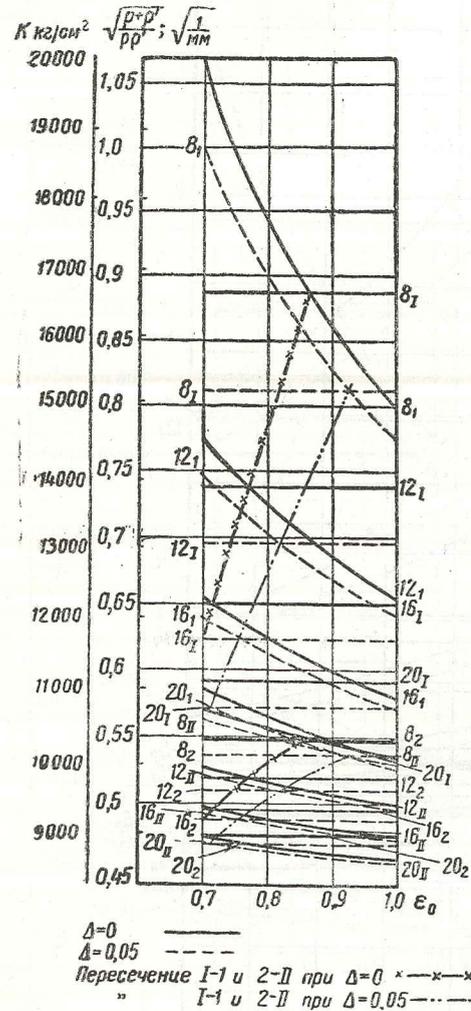


Фиг. 18, а. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=100$, $\beta=15^\circ$, $N=100 \text{ кг}$, $b=1 \text{ см}$, $E=2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$).

параметра, остается в силе, с тем лишь исключением, что в этих случаях сравнению подлежат, в соответствии с характером протекания параметра по линии зацепления, не величина ее в конце зацепления, а величина ее в точках, соответствующих началу и концу зацепления.

Как нетрудно видеть из табл. 1, заплоское зацепление особенно благоприятно в отношении удельного давления. Даже при 15-градусном заплоском зацеплении величины удельного давления ниже такового в нормальном зацеплении и в зацеплениях, скорректированных по Шибелю и DIN, и приближается к значениям удельного давления в зацеплении, скорректированном по равенству удельных работ трения скольжения. Более того, в 20-градусном заплоском зацеплении величины удельного давления оказываются даже ниже величин удельных давлений в зацеплении, скорректированном по равенству удельных работ трения скольжения. В соответствии с этим заплоское зацепление, имеющее основным назначением повышение стойкости против питтингообразования, приводит к весьма благоприятным условиям и в отношении прочих параметров, характеризующих такие поверхностные разрушения, как бороздчатый износ, смятие и т. п.

Наиболее рациональная коррекция по равенству максимальных значений удельных давлений, по Герцу, совпадает с коррекцией по равенству секундных удельных работ трения качения.

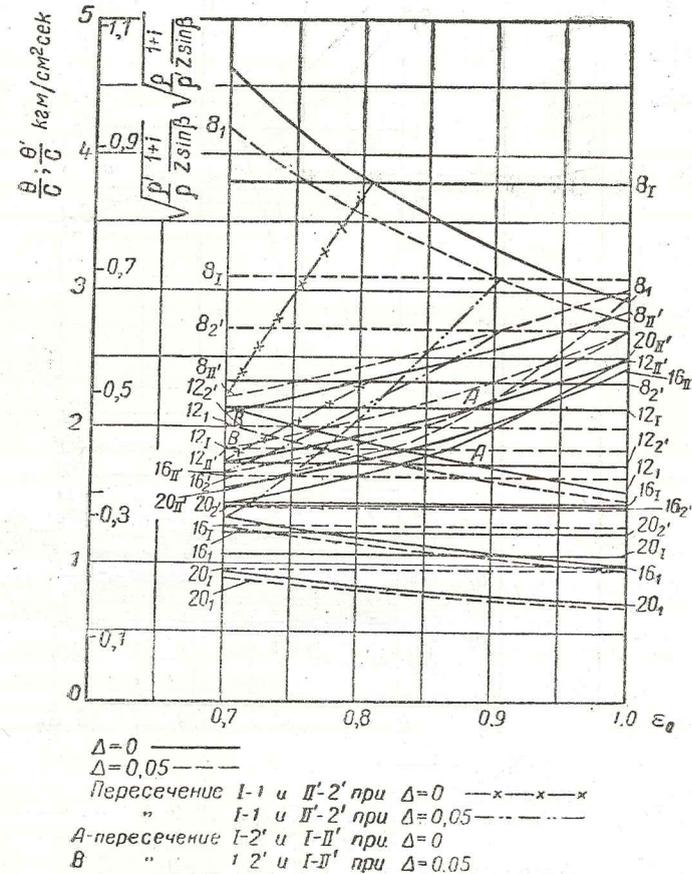


Фиг. 18, б. Изменение удельного давления по Герцу k в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев шестерни z и коэффициента заплоскости Δ ($m=1$, $z'=100$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).

Кривые изменения θ на зубьях сопряженных шестерен в точках, соответствующих началу и концу зацепления и началу и

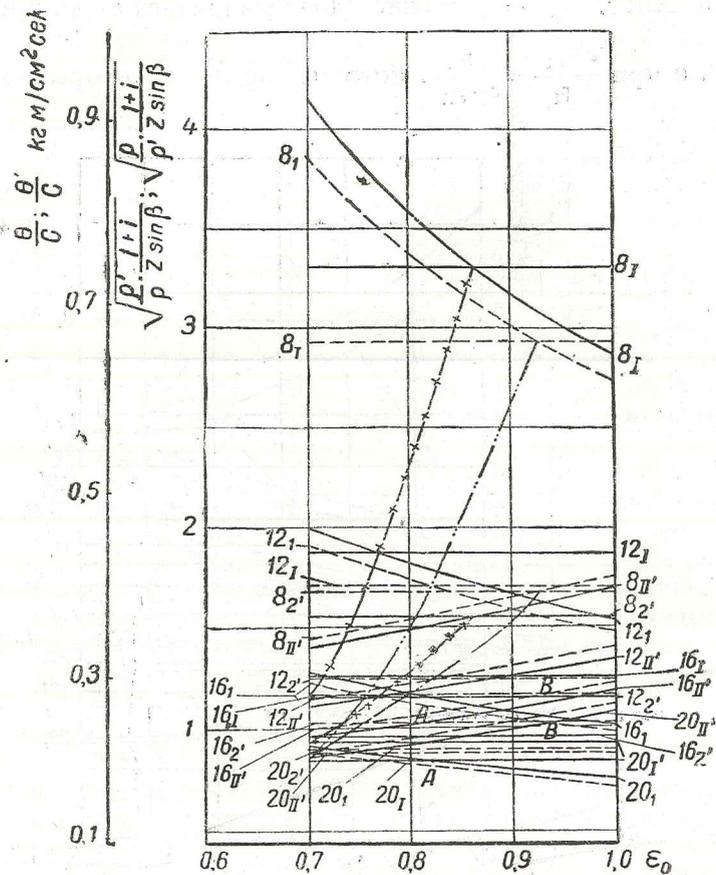
концу участка работы одной пары зубьев, в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , представлены на фиг. 19—22, а и б. Действительно, согласно уравнениям XIII а и XIII г, $\theta_I = \theta_{II}$ может удовлетвориться лишь при $\frac{P_I}{P_{II}} =$

$$= \frac{P_{II}}{P_I} \text{ т. е. при } \frac{c-P_I}{P_I} = \frac{P_{II}}{c-P_{II}}, \text{ которое после некоторых элемен-}$$



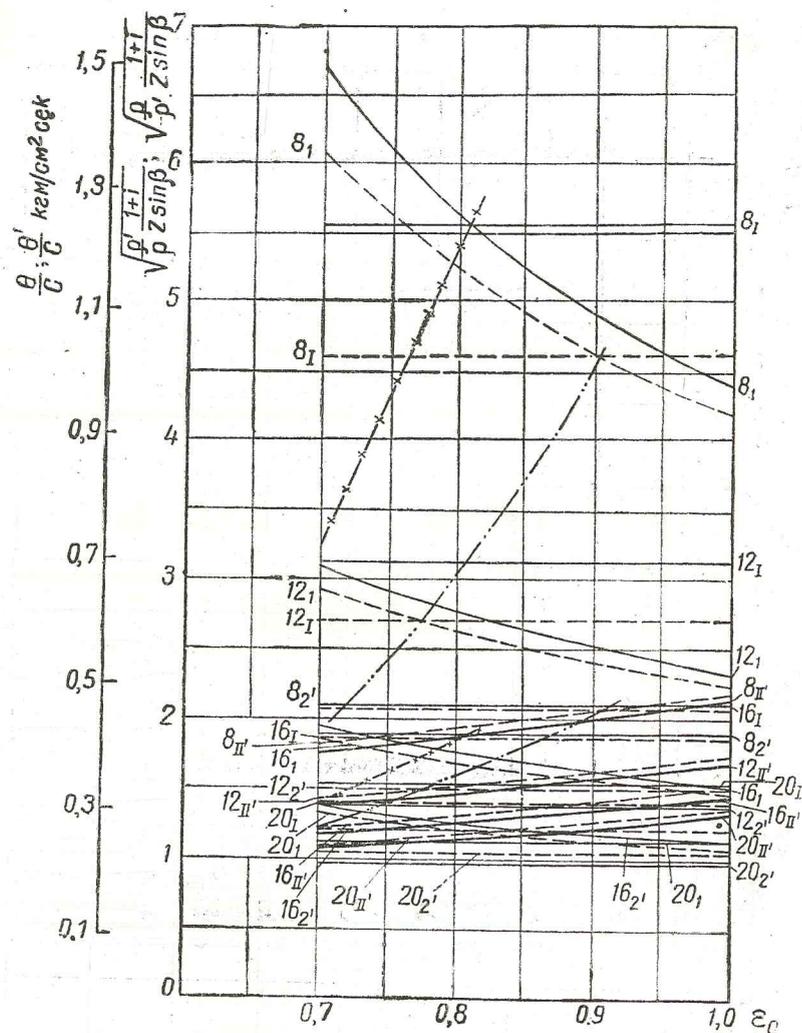
Фиг. 19, а. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{\theta}{c}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплоскости Δ ($m=1$, $z'=40$, $\beta=15^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см², $b=1$ см).

тарных преобразований приводит к известному выражению радиуса кривизны в точке, соответствующей началу зацепления



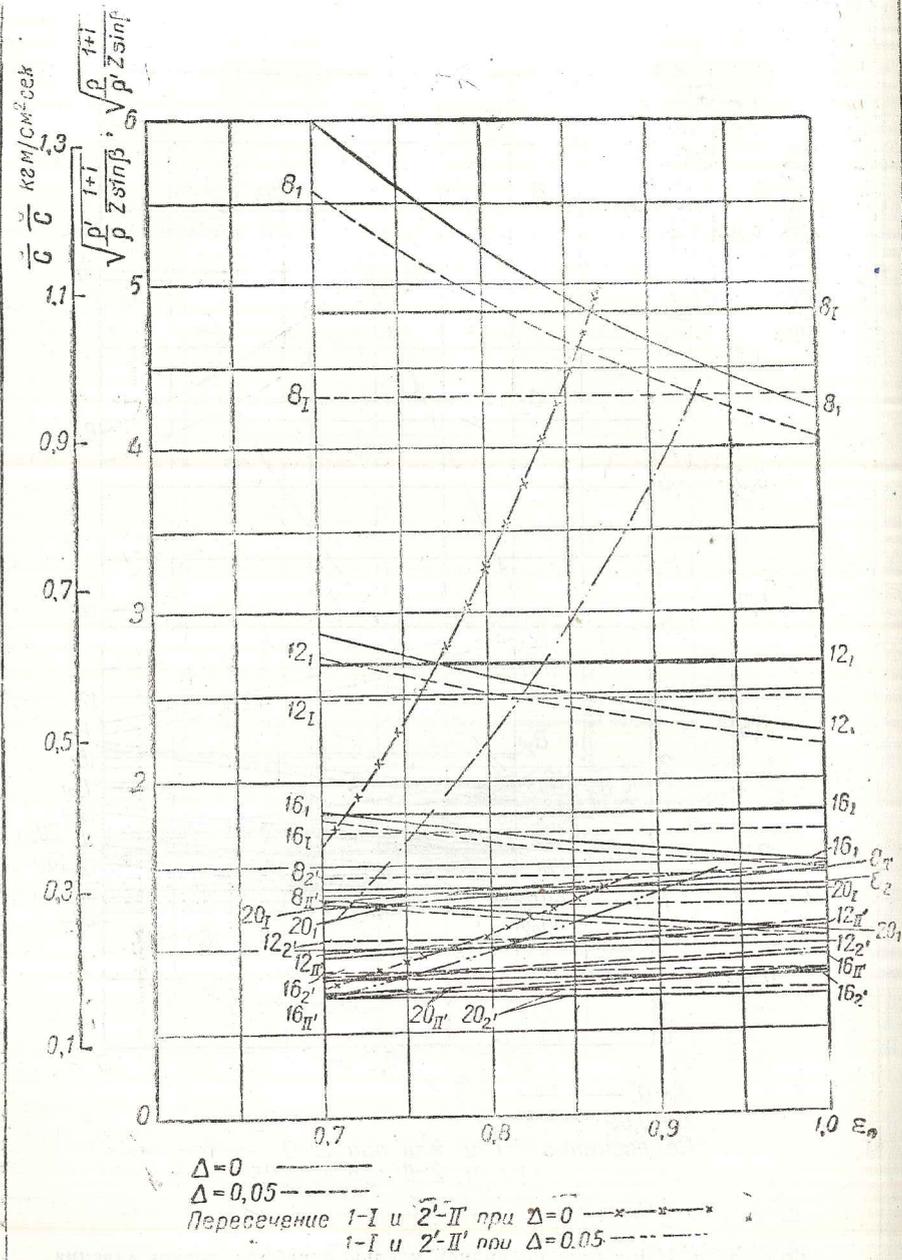
$\Delta = 0$ —————
 $\Delta = 0,05$ - - - - -
 Пересечение I-1 и II-2' при $\Delta = 0$ — x — x —
 " " I-1 и II-2' при $\Delta = 0,05$ - - - - -
 A-пересечение I-2' и I-II' при $\Delta = 0$
 B- " " I-2 и I-II' при $\Delta = 0,05$

Фиг. 19, б. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{\theta}{C}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=40$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).

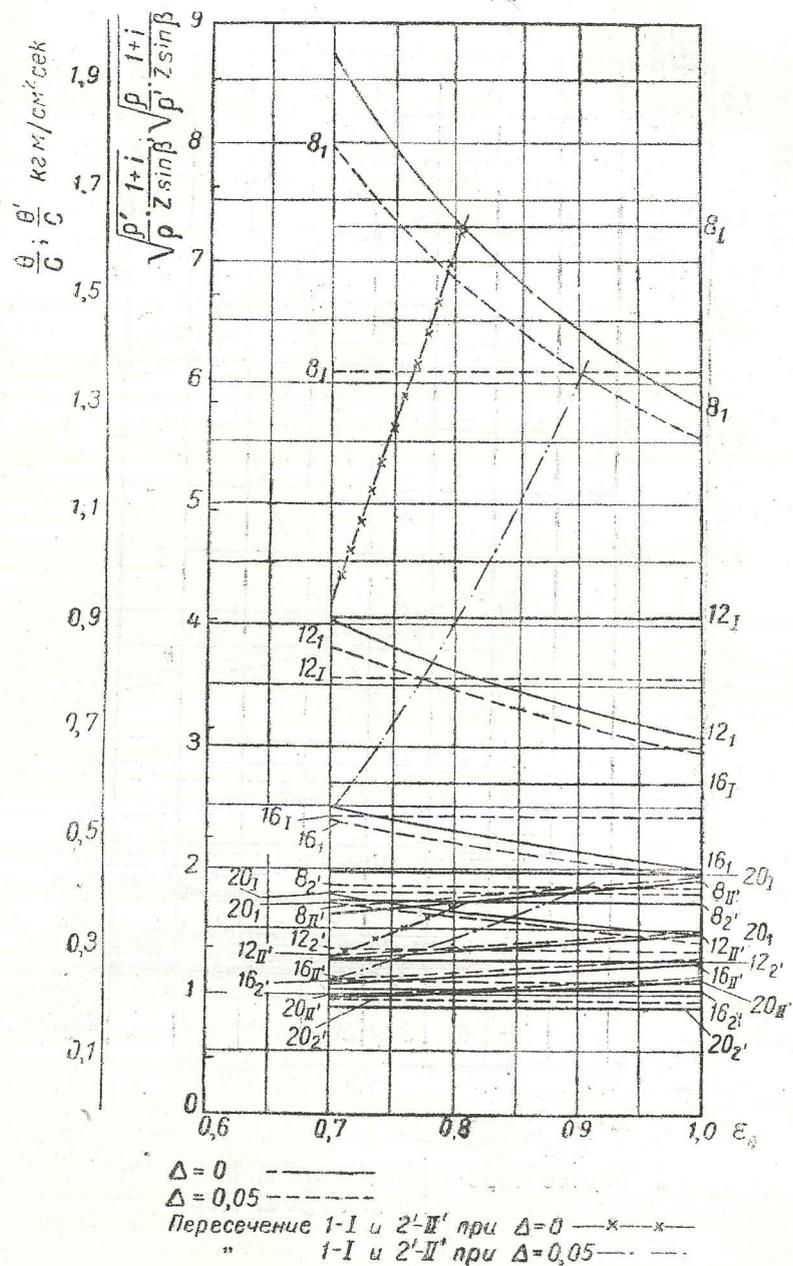


$\Delta = 0$ —————
 $\Delta = 0,05$ - - - - -
 Пересечение 1-1 и 2'-II' при $\Delta = 0$ — x — x — x —
 " " 11 и 2'-II' при $\Delta = 0,05$ - - - - -

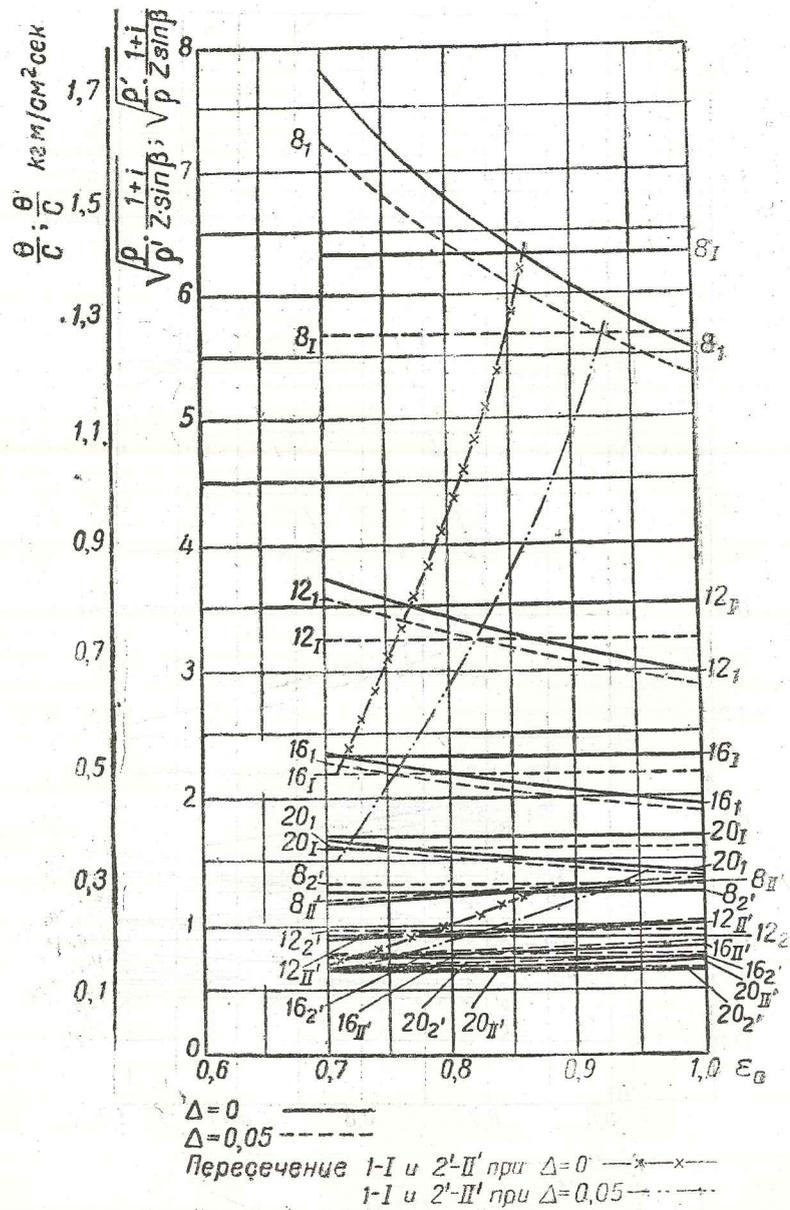
Фиг. 20, а. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{\theta}{C}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=60$, $\beta=15^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см², $b=1$ см).



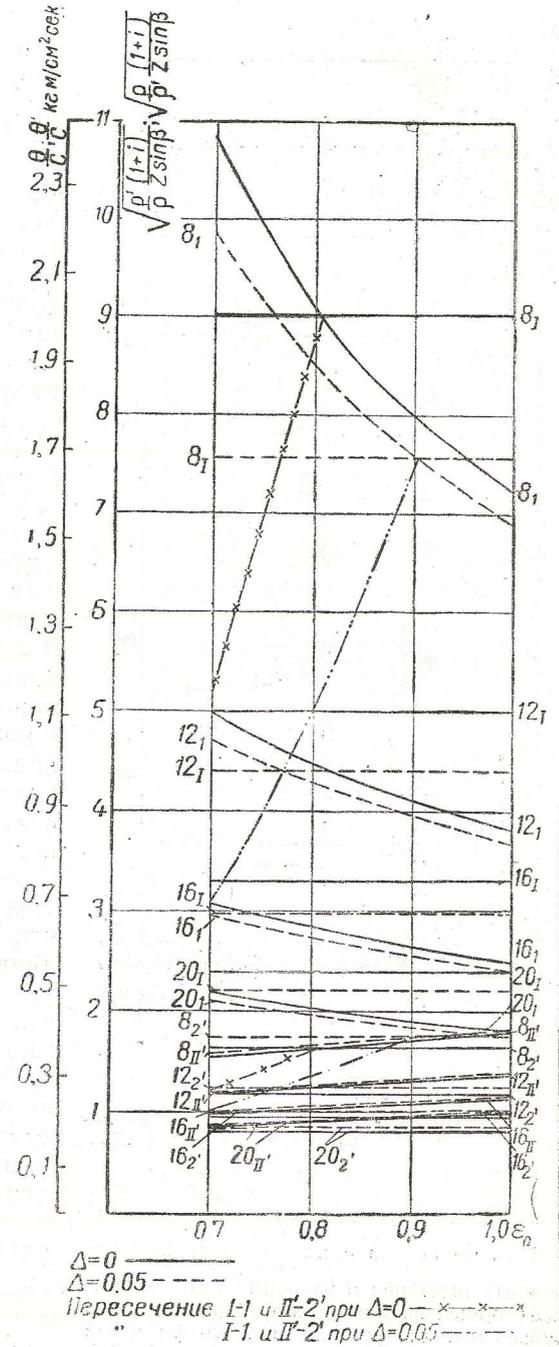
Фиг. 20, б. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{\theta}{c}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=60$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $n=600$ об/мин, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).



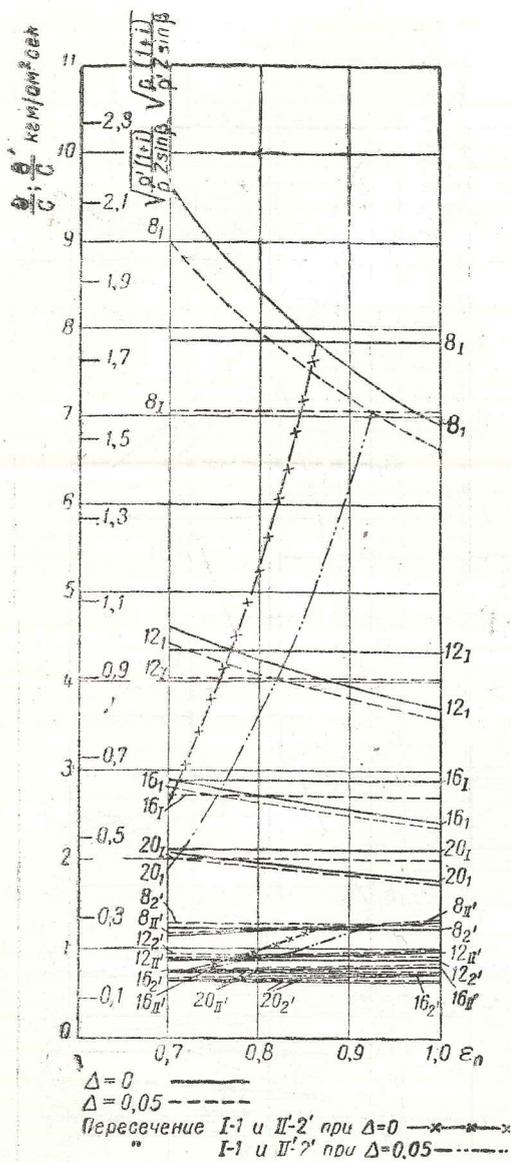
Фиг. 21, а. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{\theta}{c}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=80$, $\beta=15^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см², $b=1$ см).



Фиг. 21, б. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{\theta}{c}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплоскости Δ ($m=1$ см, $z'=90$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $n'=60$ об/мин, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).



Фиг. 22, а. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{\theta}{c}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплоскости Δ ($m=1$ см, $z'=100$, $\beta=15^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $b=1$ см, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см²).



Фиг. 22. б. Изменение секундной удельной работы трения качения $\frac{g}{c}$ на зубьях сопряженных шестерен в зависимости от показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , числа зубьев малой шестерни z и коэффициента заплотности Δ ($m=1$, $z'=100$, $\beta=20^\circ$, $N=100$ кг, $n'=600$ об/мин, $E=2 \cdot 10^6$ кг/см², $b=1$ см).

$\rho_1 = \frac{c - \tau t_n}{2}$, справедли-
вому и для случая коррек-
ции по равенству удельных
давлений по Герцу¹.

В соответствии с этим
характеристика заплотно-
ного зацепления, будучи
благоприятной с точки зре-
ния величин удельного да-
вления между зубьями,
должна лежать также в
зоне благоприятной и с
точки зрения секундной
удельной работы трения ка-
чения.

Аналогично тому, как в
случае секундной удельной
работы трения скольжения,
и здесь может быть опре-
делен диапазон рациональ-
ных передаточных чисел или
рациональных чисел зубьев
большой шестерни при заданном
числе зубьев малой шестерни,
при котором заплотное одно-
временно удовлетворяет
условию максимального
снижения величины удельно-
го давления по Герцу и
секундной удельной работы
трения качения. В этом слу-
чае условие равенства вели-
чины указанных парамет-
ров в точках, соответ-
ствующих началу и концу
зацепления, удовлетво-
ряется одновременно с усло-
вием равенства в точках,
соответствующих началу и
концу участка работы одной
пары зубьев.

Для обоих указанных
случаев уравнения $K_I = K_{II}$

¹ Осипян А. В., Исследова-
ние вопроса изготовления и рас-
чет зубьев нового профиля. „Из-
вестия НАТИ“ № 6, 1935.

и $\theta_1 = \theta_{II}'$ удовлетворяются так же, как и уравнения $K_I = K_{II}$
и $\theta_1 = \theta_2'$ при условии

$$\rho_1 = \rho_{II}'$$

или $\rho_1 = \rho_2'$.

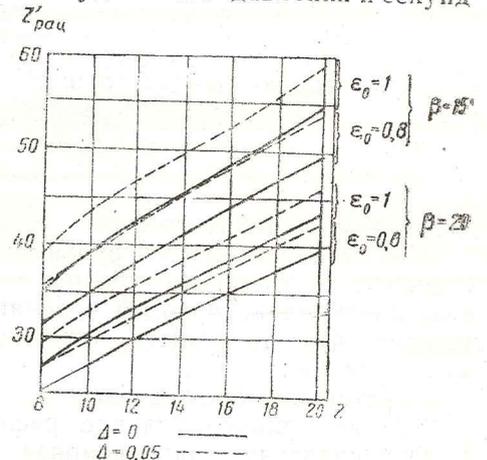
Подставив соответствующие значения радиусов кривизмы
в приведенные уравнения, после некоторых преобразований по-
лучим выражение рационального числа зубьев большой ше-
стерни.

$$z' = \frac{2(2\Delta + \sqrt{4\Delta^2 + A \sin^2 \beta})}{\sin^2 \beta}, \quad (XVII)$$

$$\text{где } A = \frac{z^2}{4} \sin^2 \beta + 4\epsilon_0(\epsilon_0 + 2\Delta) + 2z(\epsilon_0 + \Delta),$$

при котором наряду с устранением питтинговых разрушений
максимально снижаются величины удельного давления и секунд-
ной удельной работы тре-
ния качения и разрушения
рабочих поверхностей, ими
определяемые.

На фиг. 23 приведены
кривые изменения рацио-
нального числа зубьев боль-
шой шестерни z' в зависи-
мости от числа зубьев малой
шестерни z для двух
значений угла зацепления
 $\beta=15^\circ$ и 20° , значений по-
казателя общей высотной
коррекции $\epsilon_0=0,8$ и $\epsilon_0=1,0$
и коэффициента заплотности
 $\Delta=0,00$ и $\Delta=0,05$.
Рассмотрение указанных
графиков показывает, что
зона рациональных передаточных чисел в этом слу-
чае, по сравнению с z' рац при
 $n\epsilon_{II} = n'\epsilon_{II}'$, несколько уже
и смещена в сторону мень-
ших передаточных чисел.
Однако, как и в предыдущем случае, с уменьшением угла заце-
пления и увеличением показателя общей высотной коррекции и
коэффициента заплотности целесообразнее пользоваться боль-
шими передаточными числами.



Фиг. 23. Изменение рационального числа зубьев большой шестерни z' рац в зависи-
мости от числа зубьев малой шестерни z ,
профильного угла режущего инструмента β ,
показателя общей высотной коррекции ϵ_0 и
коэффициента заплотности Δ ($K_I = K_{II}$).
Примечание. Тонкие линии кривых
соответствуют $\tau < 1$.

6. Коэффициент полезного действия Относительная потеря на трение между зубьями

Как известно, элементарное скольжение, равное относитель-
ному перемещению точек A , лежащих на сопряженных профи-
лях:

$$ds = \lambda(d\omega + d\omega'),$$

где $d\omega$ — бесконечно малое угловое перемещение шестерни;
 $d\omega'$ — бесконечно малое угловое перемещение колеса;
 λ — расстояние от точки зацепления в рассматриваемый момент до полюса.

Уравнение может быть переписано в виде:

$$ds_{\tau} = \lambda \left(\frac{ds}{R_0} + \frac{ds'}{R'_0} \right) = \lambda ds \left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{R'_0} \right),$$

где ds — элементарная дуга качения, а R_0 и R'_0 — радиусы начальных окружностей (окружностей качения) сопряженных шестерен.

Относительное элементарное скольжение на единицу дуги скатывания в некоторой точке

$$\frac{ds_{\tau}}{ds} = \lambda \left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{R'_0} \right).$$

Элементарная работа трения

$$dA = \frac{\mu N ds_{\tau}}{\tau},$$

где μ — коэффициент трения;

N — давление между зубьями; величина его не остается постоянной по линии зацепления: за полюсом, благодаря силе трения, противодействующей передаваемому усилию, величина его меньше, чем до полюса, где сила трения помогает передаваемому усилию;

τ — степень перекрытия.

Усилие принято условно распределенным между τ зубьями.

Относительная элементарная работа трения в некоторой точке

$$\frac{dA}{ds} = \frac{\mu N \lambda}{\tau} \left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{R'_0} \right).$$

Обозначим ее через p .

$$\text{тогда } \frac{dA}{ds} = p.$$

В соответствии с этим p можно представить как элементарную силу, которая, будучи приложена к делительной окружности, может преодолеть трение между зубьями в данной точке их соприкосновения.

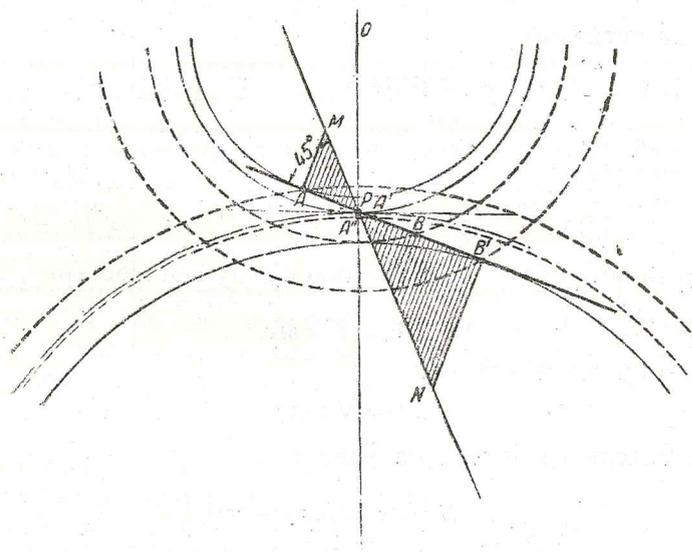
$$dA = p ds = \frac{\mu N}{\tau} \left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{R'_0} \right) \lambda ds = \frac{\mu N}{\tau} \left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{R'_0} \right) \lambda \frac{ds_0}{\cos \beta},$$

где ds_0 — элементарная дуга по образующей окружности, соответствующая элементарной дуге качения.

Обозначим отрезок зацепления влево от полюса через $-s_{01}$, а вправо от полюса через $+s_{02}$. Так как дуга s_0 по образующей окружности, соответствующая дуге качения по начальной окружности, в рассматриваемый момент равна расстоянию по линии зацепления от полюса до точки зацепления $\lambda = s_0$, то работа трения

$$A = \frac{2N\mu}{m\tau\cos\beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \int_{-s_{01}}^{+s_{02}} s_0 ds_0 = \frac{2N\mu}{m\tau\cos\beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \frac{s_{01}^2 + s_{02}^2}{2}. \quad (\text{XVIII})$$

Тогда в масштабе $\frac{2N\mu}{m\tau\cos\beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)$ работа трения может быть



Фиг. 24. Графическое определение работы трения.

графически определена при помощи следующих построений. Под углом в 45° к линии зацепления (фиг. 24) через полюс P проводим прямую линию AB' . Отрезки перпендикуляров к линии зацепления, отсекаемые линией AB' , представляют величины s_0 , а площади треугольников, ограниченные соответствующими отрезками зацепления влево и вправо от полюса, равные сумме элементарных работ трения в принятом масштабе, — суммарную работу трения.

Пусть (фиг. 24) отрезок PA' в принятом масштабе представляет $2\Delta m$, тогда

$$PA' = R'_0 \sin \beta - r_1' = \frac{mz'}{2} \sin \beta - m \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2 \beta - 2\Delta z' + 4\Delta^2} = Cm,$$

где

$$C = \frac{z'}{2} \sin \beta - \sqrt{\frac{z'^2}{4} \sin^2 \beta - 2z' \Delta + 4\Delta^2},$$

и работа трения в заплоском зацеплении за период зацепления одной пары зубьев в том же масштабе

$$M = \frac{2N\mu}{m\tau \cos \beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)$$

выразится площадью трапеции

$$\frac{A_{зан}}{M} = \frac{m^2 \tau \cos \beta (\tau \cos \beta + 2C)}{2}.$$

Соответственно

$$A_{зан} = N\mu\pi m (\tau \cos \beta + 2c) \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right). \quad (XIX)$$

За один оборот ведущей шестерни работа трения в заплоском зацеплении

$$A_{зан} \cdot z = N\mu\pi zm (\tau \cos \beta + 2c) \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right).$$

Обозначим работу, подводимую к ведущей шестерне, через A_0 , тогда

$$A_0 = P\pi mz,$$

где P — окружное усилие.

$$P = N \cos \beta.$$

Относительная потеря на трение

$$q = \frac{A_{зан} \cdot z}{A_0} = \frac{N\mu\pi zm (\tau \cos \beta + 2c) \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)}{N \cos \beta \pi mz} = \frac{\mu (\tau \cos \beta + 2c) \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)}{\cos \beta}. \quad (XX)$$

Механический к. п. д. зубчатой передачи заплоского зацепления

$$\eta_m = 1 - q = 1 - \frac{\mu (\tau \cos \beta + 2c) \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)}{\cos \beta}. \quad (XXI)$$

Для одностороннего зацепления $\Delta = 0$ и соответственно $c = 0$, вследствие чего

$$q = \mu\tau \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \quad (XXII)$$

$$\eta_m = 1 - \mu\tau \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right). \quad (XXIII)$$

На фиг. 25, а и б и 26, а и б представлены кривые изменения относительной потери на трение и к. п. д. заплоского зацепления в зависимости от показателя общей высотной коррекции e_0 для различных чисел зубьев сопряженных шестерен, для значений коэффициента заплоскости $\Delta = 0,00$ и $\Delta = 0,05$ при углах зацепления $\beta = 15^\circ$ и $\beta = 20^\circ$. Как показывают графики, увеличение числа зубьев сопряженных шестерен приводит к снижению относительной потери на трение, а следовательно, к повышению к. п. д. зубчатой передачи. Аналогичное влияние на величину относительной потери на трение и к. п. д. оказывает уменьшение показателя общей высотной коррекции и коэффициента заплоскости и увеличение угла зацепления. Теоретические величины к. п. д. заплоского зацепления колеблются от 0,940 до 0,98.

Описанный выше графический метод позволяет провести сравнительный анализ потерь на трение в одностороннем и заплоском зацеплениях по отношению к потерям на трение в несимметричном и симметричном зацеплениях.

Так, например, пусть в симметричном зацеплении отрезок зацепления равен $2a$. Тогда работа трения в принятом масштабе, выражаемая суммой площадей двух равных треугольников с основанием a и высотой a , равна $A_c = a^2$.

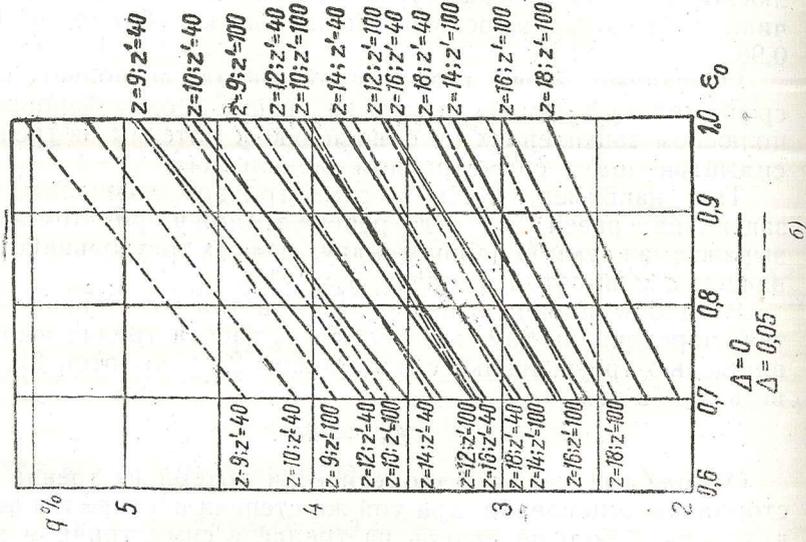
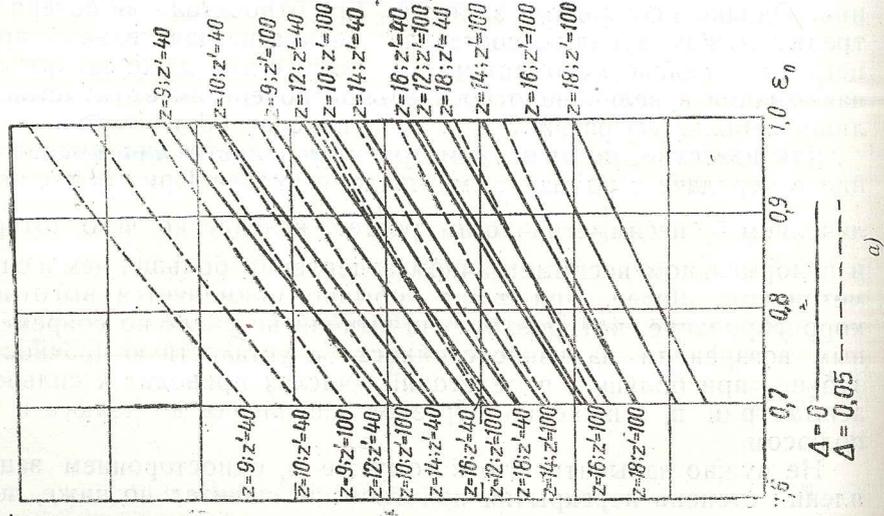
В одностороннем зацеплении, при той же степени перекрытия передачи и том же масштабе, работа трения выражается площадью треугольника с основанием $2a$ и высотой $2a$, в соответствии с чем

$$A_{одн} = 2a^2.$$

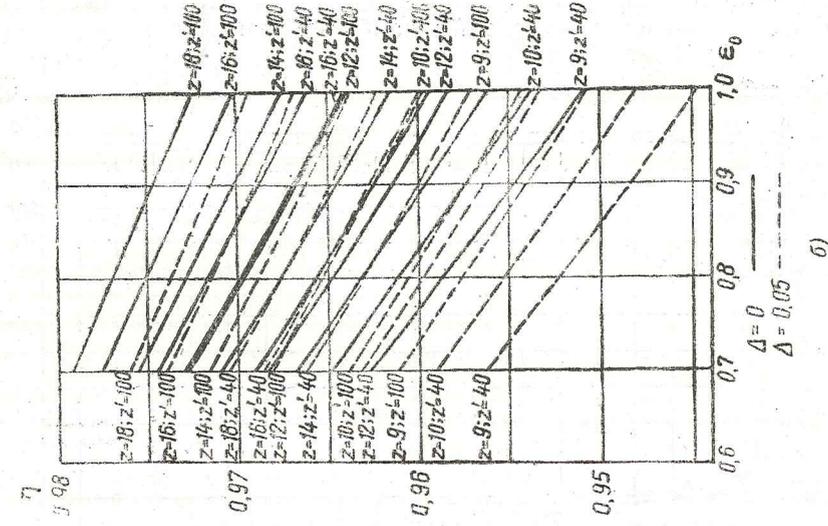
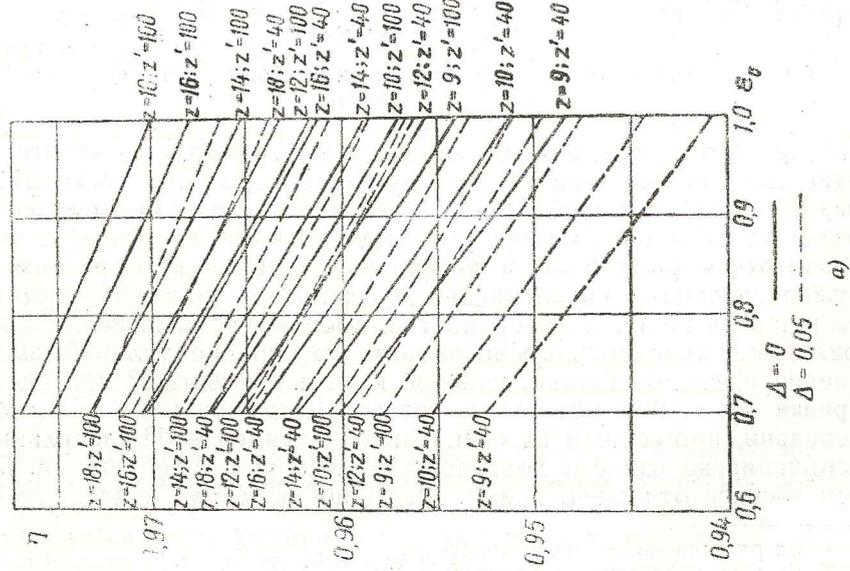
Отсюда следует, что теоретически потери на трение в одностороннем зацеплении, при той же степени перекрытия передачи, в два раза больше потерь на трение в симметричном зацеплении. Однако необходимо заметить, что относительная потеря на трение между зубьями составляет весьма незначительный процент от передаваемого момента, в связи с чем даже значительная разница в величине относительной потери имеет следствием лишь небольшую разницу в к. п. д. передач обоих типов.

Как известно, чистым симметричным является лишь зацепление в передаче с одинаковыми числами зубьев. При $z \neq z'$ с увеличением $\frac{z'}{z}$ несимметричность растет, вследствие чего потери и в нормальном несимметричном зацеплении больше, чем в симметричном. Далее, при $z \neq z'$ обычно применяется высотное корригирование, которое, будучи выполнено согласно современным воззрениям на износостойкость и усталостную прочность зубьев, при больших передаточных числах приводит к сильной асимметрии в отношении отрезков зацепления до полюса и за полюсом.

Не нужно забывать, что к тому же в одностороннем зацеплении степень перекрытия практически значительно ниже, чем в несимметричном, что соответственно снизит потери на трение



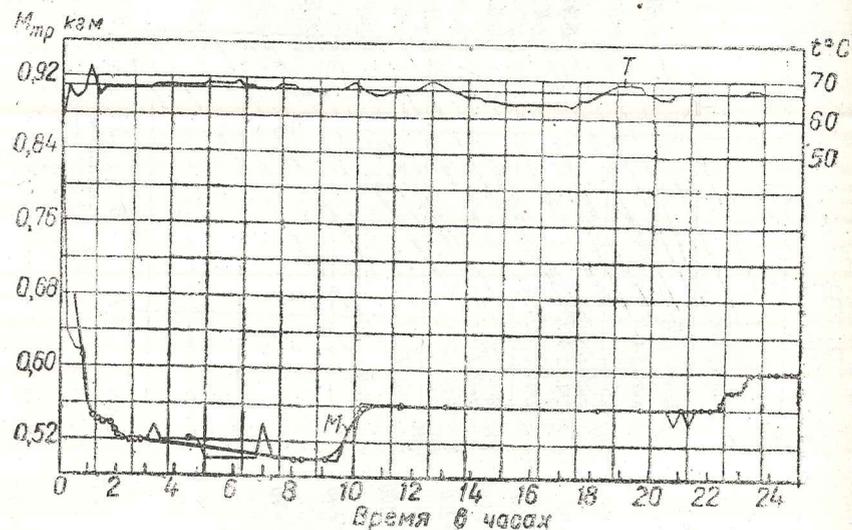
Фиг. 25. Изменение относительной потери на трение q в зависимости от показателя общей высоты зубьев сопряженных шестерен z и z' и коэффициента заполнения Δ
 a — угол зацепления $\beta = 15^\circ$; b — угол зацепления $\beta = 20^\circ$.



Фиг. 26. Изменение коэффициента полезного действия η в зависимости от показателя общей высоты зубьев сопряженных шестерен z и z' и коэффициента заполнения Δ
 a — угол зацепления $\beta = 15^\circ$; b — угол зацепления $\beta = 20^\circ$.

в заплоском зацеплении. Кроме того, следует учесть, что сила N , с которой зубья шестерен действуют друг на друга, при перемещении точки соприкосновения профилей зубьев по линии зацепления не остается постоянной. Возникающая при скольжении профилей сила трения до полюса как бы помогает ей, а за полюсом — противодействует, вследствие чего величина силы N за полюсом меньше, чем до полюса¹.

Наконец, как мы показали в работе „Исследование коэффициента полезного действия зубчатой передачи“² при оценке рациональности зубчатой передачи с точки зрения к. п. д. доминирующим фактором являются износ и поверхностные разрушения. В соответствии с этим наиболее рациональная с точки



Фиг. 27. Экспериментальная кривая изменения потерь на трение между зубьями по времени.

зрения износа передача показывает и минимальную относительную потерю на трение. В результате того или иного вида разрушения состояние рабочих поверхностей зубьев у шестерен различных типов оказывается разным, в соответствии с чем оказывается различным и коэффициент трения μ ; с ростом μ нужно ожидать и интенсивного роста потерь. Далее, вследствие разрушения рабочих поверхностей, происходит искажение профиля, что, конечно, должно вызвать ухудшение условий зацепления и, следовательно, падение к. п. д. На фиг. 27 приведена кривая изменения потерь на трение между зубьями зубчатой передачи, прошедшей на специальном стенде НАТИ длительные испытания на износ и долговечность рабочих поверхностей. По оси абсцисс отложено время. Шестерни работали в масле, тем-

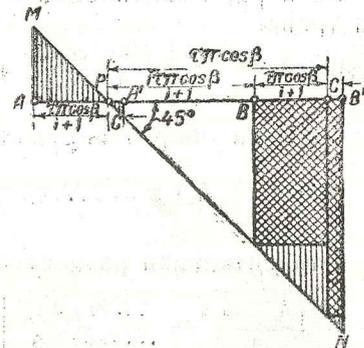
¹ Эта разница может достигать 20%.

² „Вестник металлопромышленности“ № 3 за 1938 г.

пература которого поддерживалась во все время испытаний постоянной. Вначале кривая потерь на трение показывает падение, которое явилось следствием приработки зубьев. В дальнейшем наступило установившееся состояние — почти горизонтальная площадка. По прошествии некоторого срока, около 10 час., на зубьях началось питтингообразование, которое привело к повышению потерь. Далее снова установилось постоянство потерь по времени, свидетельствующее об установившемся состоянии. Наконец, интенсивное питтингообразование вызвало новый подъем кривой потерь на трение. Специальные эксперименты, подготовляемые в настоящее время автором, позволят уточнить приведенные соображения в отношении питтингостойкого заплоского зацепления.

Для установления параметров, влияющих на разность потерь на трение в несимметричном и заплоском зацеплениях, рассмотрим зацепление, скорректированное по равенству секундных удельных работ трения скольжения и сравним потери на трение в указанном зацеплении с потерями на трение в заплоском зацеплении.

Покажем на сравнительном анализе относительной разностной потери на трение в двух указанных типах зацеплений, что разница в их к. п. д. невелика. Обратимся к схеме фиг. 28. В зацеплении, скорректированном по равенству секундных удельных работ трения скольжения, радиус кривизны в начале зацепления¹



Фиг. 28. Схема, иллюстрирующая графическое определение разностной потери на трение Δq в несимметричном и заплоском зацеплениях.

$$r_f = \frac{\left(\frac{z+z'}{2} \sin \beta - \pi \cos \beta \right) m}{i+1}$$

Соответственно отрезок зацепления до полюса

$$\overline{AP} = \frac{\pi m \cos \beta}{i+1},$$

отрезок зацепления за полюсом

$$\overline{PB} = m \left(\pi \cos \beta - \frac{\pi \cos \beta}{i+1} \right) = \frac{i \pi m \cos \beta}{i+1}$$

При сохранении той же степени перекрытия разность между потерями на трение в зацеплении заплоском и скорректированном

¹ Осипян А. В. Исследование вопроса изготовления и расчет зубьев нового профиля. „Известия НАТИ“ № 6. 1935.

ном по равенству секундных удельных работ трения скольжения в принятом масштабе

$$M = \frac{2 N \mu}{m z \cos \beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)$$

выразится согласно фиг. 28 суммой площадей прямоугольника с основанием $\frac{\tau \pi m \cos \beta}{i+1}$ и высотой $\frac{i \tau \pi m \cos \beta}{i+1}$ и прямоугольника с основанием ct и высотой $\tau \pi m \cos \beta$.

За период зацепления одной пары зубьев разностная потеря на трение

$$A_0 - A_k = m^2 \left[\frac{i \tau^2 \pi^2 \cos^2 \beta}{(i+1)^2} + c \tau \pi \cos \beta \right] \frac{2 N \mu}{m \tau \cos \beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)$$

За один оборот ведущей шестерни

$$(A_0 - A_k) z = 2 N m \mu z \pi \left[\frac{i \tau \pi \cos \beta}{(i+1)^2} + c \right] \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)$$

Относительная разностная потеря на трение

$$\frac{(A_0 - A_k)}{A_0} = \frac{2 N m \mu z \pi}{N \cos \beta \pi m z} \left[\frac{i \tau \pi \cos \beta}{(i+1)^2} + c \right] \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) = \frac{2 \mu}{\cos \beta} \left[\frac{i \tau \pi \cos \beta}{(i+1)^2} + c \right] \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \quad (\text{XXIV})$$

При сравнении одностороннего зацепления с зацеплением, скорректированным по равенству секундных удельных работ трения скольжения, при $\Delta = 0$:

$$\frac{A_0 - A_k}{A_0} = 2 \mu \cdot \frac{i \tau \pi}{(i+1)^2} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \quad (\text{XXV})$$

Тот же результат может быть получен аналитически: за период зацепления одной пары зубьев

$$A_{\text{зан}} = N \mu \pi m (\tau \pi \cos \beta + 2c) \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right),$$

$$A_k = \left[\frac{(\tau \pi m \cos \beta)^2}{2(i+1)^2} + \frac{(i \tau \pi m \cos \beta)^2}{2(i+1)^2} \right] \frac{2 N \mu}{m \tau \cos \beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) = \frac{m^2 \tau^2 \pi^2 \cos^2 \beta (i^2 + 1)}{2(i+1)^2} \frac{2 N \mu}{m \tau \cos \beta} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) = N \mu m \tau \pi^2 \cos \beta \frac{(i^2 + 1)}{(i+1)^2} \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right),$$

$$A_0 - A_k = N \mu \pi m \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \left[\tau \pi \cos \beta + 2c - \pi \tau \cos \beta \frac{(i^2 + 1)}{(i+1)^2} \right] =$$

$$= N \mu \pi m \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \left[\frac{2i \tau \pi \cos \beta + 2ci^2 + 4ci + 2c}{(i+1)^2} \right] =$$

$$= N \mu \pi m \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \left[\frac{2i \tau \pi \cos \beta}{(i+1)^2} + 2c \right] =$$

$$= 2 N \mu \pi m \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right) \left(\frac{i \tau \pi \cos \beta}{(i+1)^2} + c \right),$$

и, как выше, за один оборот ведущей шестерни разностная потеря на трение

$$(A_0 - A_k) z = 2 N m \mu z \pi \left(\frac{i \tau \pi \cos \beta}{(i+1)^2} + c \right) \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'} \right)$$

На фиг. 29, а и б представлены кривые изменения относительной разностной потери на трение в зацеплениях заполюзном и скорректированном по равенству секундных удельных работ трения скольжения для 15-градусного и 20-градусного зацеплений. Эти графики позволяют вести сравнение указанных зацеплений с точки зрения к. п. д. и установить, в каких случаях и в зависимости от каких факторов их к. п. д. могут быть приближены друг к другу. Как показывают графики, увеличение передаточного числа за счет увеличения числа зубьев большой шестерни приводит к уменьшению относительной разностной потери на трение между зубьями шестерен заполюзного зацепления и зацепления, скорректированного по равенству секундных удельных работ трения скольжения, в то время как увеличение передаточного числа за счет уменьшения числа зубьев малой шестерни, наоборот, вызывает увеличение относительной разностной потери на трение в зубьях шестерен рассматриваемых зацеплений. Уменьшение коэффициента заполюзности, снижая потери на трение в заполюзном зацеплении, обуславливает уменьшение относительной разностной потери на трение между указанными зацеплениями. С увеличением показателя общей высотной коррекции ϵ_0 относительная разностная потеря на трение в сравниваемых зацеплениях растет. Некоторое влияние на относительную разностную потерю на трение между зубьями в заполюзном и скорректированном по равенству секундных удельных работ трения скольжения зацеплениях оказывает угол зацепления. При 20-градусном угле зацепления указанная относительная разность потерь на трение несколько ниже, чем при 15-градусном угле зацепления. В соответствии с этим, чем меньше показатель общей высотной коррекции ϵ_0 и коэффициент заполюзности и чем больше числа зубьев сопряженных шестерен и угол зацепления, тем рассматриваемые зацепления в отношении потерь на трение, а следовательно, и к. п. д. ближе друг к другу.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заплоском зацеплении, благодаря устранению наиболее неблагоприятных (в отношении характера относительного перемещения профиля) участков зацепления, а именно: ножки зубьев ведущей малой и головки зубьев ведомой большой шестерен, а также зоны, соответствующей полюсу зацепления и снижению максимальной величины секундной удельной работы трения качения, созданы серьезные предпосылки для предотвращения или значительного уменьшения питтинговых разрушений на зубьях шестерен.

В цилиндрических зубчатых колесах с прямыми зубьями, при заданном показателе общей высотной коррекции ϵ_0 (обусловливаемом для выбранного профильного угла режущего инструмента допустимым заострением) и выбранном коэффициенте заплоскости, существует предельное число зубьев малой шестерни, которое обеспечивает в паре с большим колесом заданного числа зубьев еще допустимую, по условиям плавного зацепления, величину степени перекрытия. Надлежащая степень перекрытия при малых числах зубьев малой шестерни и большом угле зацепления может быть достигнута переходом на косозубое зацепление, что значительно расширяет область применения заплоского зацепления.

Толщина вершины зубьев малой шестерни в заплоском зацеплении, при значениях показателя общей высотной коррекции ϵ_0 , обеспечивающих еще допустимую степень перекрытия, не велика. Однако это не представляет опасности с точки зрения возможности скалывания вершины и разрушения зуба, если будут приняты надлежащие меры, предотвращающие износ и дальнейшее ее утонение. Некоторое увеличение толщины вершины зуба может быть достигнуто применением тангенциальной коррекции. В этом отношении известные преимущества представляет метод нарезки зуба (Gleason), при котором толщина зуба не зависит от его высотной коррекции. Радикальным средством против заострения вершины зубьев малого колеса следует признать уменьшение показателя общей высотной коррекции. Неизбежно связанное с этим уменьшение степени перекрытия может быть с избытком компенсировано переходом на косозубое зацепление.

Для зубьев большого колеса в заплоском зацеплении ограничением может явиться условие подрезания, однако даже одним лишь переходом от 15-градусного к 20-градусному зацеплению при $\Delta = 0,02$ и $\epsilon_0 = 1,0$ можно снизить минимальное число зубьев большой шестерни без подреза от 61 до 35.

Статическая прочность зубьев малой шестерни в заплоском зацеплении при обычно применяющихся передаточных числах выше прочности зубьев большой шестерни. Однако усталостная прочность зубьев сопряженных шестерен, имеющая большее значение в современных зубчатых передачах, в заплоском

зацеплении, в диапазоне наиболее часто применяющихся передаточных чисел, почти уравнивается.

В заплоском зацеплении максимальные значения параметров, характеризующих различные виды разрушений рабочих поверхностей, а именно секундной удельной работы трения скольжения, удельного давления по Герцу и секундной удельной работы трения качения, сильно снижены.

Даже в самом неблагоприятном случае подбором показателя общей высотной коррекции, величины угла зацепления и коэффициента заплоскости может быть обеспечена весьма небольшая величина указанных параметров. Диапазон рациональных чисел зубьев, при которых заплоское, питтингостойкое зацепление, изготовленное стандартным инструментом, одновременно удовлетворяет условию максимального уменьшения других видов разрушений рабочих поверхностей, достаточно велик. В соответствии с этим заплоское зацепление, имеющее основным назначением повышение стойкости зубьев против питтингообразования, приводит к весьма благоприятным условиям и в отношении прочих видов поверхностных разрушений (бороздчатого износа, смятия и т. п.).

Хотя потери на трение между зубьями в заплоском зацеплении теоретически относительно несколько выше потерь на трение в других типах зацеплений, но так как при оценке рациональности зубчатой передачи с точки зрения к. п. д. решающим фактором являются поверхностные разрушения зубьев, а они в заплоском зацеплении значительно снижены, то практически имеются все основания ожидать от заплоского зацепления также малой относительной потери на трение, а следовательно, больших величин к. п. д.

Таким образом, заплоское зацепление позволяет значительно:

- 1) повысить долговечность рабочих поверхностей зубьев;
- 2) повысить усталостную прочность пары (вследствие усталостной равнопрочности сопряженных зубьев);
- 3) при заданном межцентровом расстоянии получить наибольшее передаточное число, при максимальном диаметре впадин малой шестерни и минимальном диаметре выступов большой шестерни, и, наконец, позволяет
- 4) понизить шум.

В соответствии с этим применение заплоского зацепления дает возможность, при заданных габаритах и сроке службы зубчатой передачи, снизить требования к механическим качествам материала, из которого должны быть изготовлены зубчатые колеса, или при заданном материале шестерен повысить срок их службы, или, наконец, при заданных сроке службы и материале уменьшить вес и габариты зубчатой передачи. Эффект от правильного использования предлагаемого зацепления может быть получен в зависимости от имеющихся условий в следующих направлениях:

- 1) увеличение срока службы зубчатой передачи;
- 2) замена остродефицитных легированных сталей менее качественными сталями при том же сроке службы шестерен;

3) снижение веса и уменьшение габаритов, а, следовательно, снижение стоимости зубчатых колес без снижения срока их службы;

4) снижение шума.

Предлагаемое зацепление легко может быть осуществлено при пользовании стандартным инструментом, путем надлежащего его сдвига. Так как профили головки и ножки зубьев шестерен, нарезанных червячной фрезой, отступают от точного профиля внутрь зуба, что сказывается более или менее на шестернях, нарезанных с большим сдвигом производственного инструмента, то нарезку зубьев шестерен заплоского зацепления предпочтительнее вести на станках типа Мааг.

Зацепление может быть выполнено как в виде фау-нуль, так и в виде фау-зацепления для прямозубых и косозубых цилиндрических и конических колес. Применение заплоского зацепления в спирально-конических колесах типа Gleason представляет особый интерес и наибольшие возможности в силу того, что, кроме наличия спирали, позволяющей получить большую степень перекрытия, производственные особенности изготовления подобных колес обуславливают независимость толщины зуба от высотной коррекции, благодаря чему устраняется нежелательное заострение вершины зубьев шестерен с малым числом зубьев в случае больших положительных сдвигов.

ПРИЛОЖЕНИЕ

РАСЧЕТ ЗАПЛОСКОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

На основании изложенной теории проведен примерный проектировочный расчет элементов зубчатых колес заплоского зацепления бортовой передачи трактора.

Пусть числа зубьев: $z=13$, $z'=66$; модуль $m=6,5$; длина зубьев малой шестерни $b=5,3$ см; длина зубьев большой шестерни $b'=4,5$ см. Материал шестерен — сталь 20Х. Максимальная мощность двигателя $N_{\max}=35$ л. с. при 1300 об/мин. Передаточное число в коробке передач на первой передаче $i_1=8,709$.

Принимая к. п. д. двух пар цилиндрических шестерен и одной пары конических шестерен $\eta=0,894$, определяем передаваемый рассчитываемой парой крутящий момент, соответствующий максимальной мощности двигателя на первой передаче в коробке, в предположении, что весь момент передается одной гусеницей (поворот)

$M=15009,95$ кгсм при 149,276 об/мин.

Задаемся углом зацепления $\beta=20^\circ$. Учитывая, что шестерни изготовлены по 3-му классу точности, можно допустить, что биение диаметра окружности выступов может доходить до 0,110 мм, соответственно чему эксцентриситет равен 0,055 мм.

Отклонение в межосевом расстоянии равно $\pm 0,120$ мм. Таким образом, сумма неблагоприятно действующих факторов

$$K=0,055+0,12=0,175 \text{ мм.}$$

Если пренебречь положительным влиянием (в отношении увеличения заплоскости) отклонений в точности изготовления диаметра окружности выступов большой шестерни и деформации валов, то величина заплоскости не должна быть меньше суммы неблагоприятно действующих факторов:

$$2 \Delta m \geq K.$$

Откуда может быть определена величина коэффициента заплоскости

$$\Delta \geq \frac{K}{2m}; \quad \Delta \geq 0,01347.$$

Выбираем $\Delta=0,015$.

Задаемся толщиной вершины зубьев малой шестерни $e \approx 1,8$ мм. Согласно рис. 6а, наиболее близкое соответствующее значение показателя общей высотной коррекции $\epsilon_0=0,85$ определяет $e=1,754$ мм.

На основании фиг. 3а для $\beta=20^\circ$, $z=13$, $z'=66$, $\Delta=0,015$ и $\epsilon_0=0,85$ степень перекрытия передачи $\tau=1,085$.

Коэффициент сдвига производственного инструмента

$$\zeta = \epsilon_0 + 2 \Delta = 0,85 + 0,03 = 0,88.$$

Радиус окружности выступов малой шестерни

$$R = \frac{mz}{2} + 2(\epsilon_0 + \Delta)m = \left[\frac{z}{2} + 2(\epsilon_0 + \Delta) \right] m = \\ = 6,5(6,5 + 1,73) = 53,495 \text{ мм.}$$

Радиус окружности выступов большой шестерни

$$R' = \frac{mz'}{2} - 2 \Delta m = m \left(\frac{z'}{2} - 2 \Delta \right) = 6,5(33 - 0,03) = 214,305 \text{ мм.}$$

Для полученного значения показателя общей высотной коррекции $\epsilon_0=0,85$ минимальное число зубьев большой шестерни, при котором начинается подрез зубьев $z'_{\min}=29$. Следовательно, зубья большой шестерни, имеющей $z'=66$, не подвержены подрезу.

Согласно графику фиг. 8 и 8а, толщина в расчетном сечении зубьев малой шестерни $a=14,296$ мм и большой шестерни $a'=11,489$ мм.

Зубья большой шестерни оказались слабее зубьев малой шестерни и по статической и по усталостной прочности¹.

Если при заданном модуле и передаваемой нагрузке прочность зубьев большой шестерни вызывает сомнение, необходимо увеличить модуль. Проверяем напряжение в расчетном сечении

¹ В соответствии с результатами экспериментов Alpen допускаем, что условие усталостной равнопрочности зубьев может быть выражено при помощи уравнения

$$\sigma' = \sigma \sqrt[5]{i}.$$

зубьев большой шестерни по нашей формуле¹, в предположении, что весь крутящий момент передается одной гусеницей.

$$\sigma = \frac{6Ph}{b \cdot a'^2} = \frac{6 \cdot 15009,95 \cdot 1,105}{4,225 \cdot 4,5 \cdot 1,3201} = 3964 \text{ кг/см}^2.$$

Полученное напряжение для стали 20Х не является чрезмерным, учитывая, что указанная нагрузка реально прилагается не часто и действует кратковременно.

Проверяем величины параметров износа и разрушений рабочих поверхностей зубьев, а именно: секундной удельной работы трения, удельной работы трения качения и удельного давления по формуле Герца, в предположении, что момент передается двумя гусеницами

$$M_{\text{рас}} = 7504,975 \text{ кг/см.}$$

Интерполируя согласно графикам фиг. 10а—13а, получаем:

$$n \xi_{II} = 0,809 \text{ кгм/см}^2\text{сек}; \quad n \xi_2 = 0,778 \text{ кгм/см}^2\text{сек.}$$

$$n' \xi'_2 = 0,5035 \text{ кгм/см}^2\text{сек}; \quad n' \xi'_{II} = 0,559 \text{ кгм/см}^2\text{сек.}$$

Согласно графику фиг. 19,а—22,а:

$$\frac{\theta_1}{c} = 0,342 \text{ кгм/см}^2\text{сек}, \quad \frac{\theta_1}{c} = 0,320 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

$$\frac{\theta'_2}{c} = 0,122 \text{ кгм/см}^2\text{сек}, \quad \frac{\theta'_{II}}{c} = 0,127 \text{ кгм/см}^2\text{сек.}$$

Согласно графику фиг. 15,а—18,а:

$$K_1 = 11322,83 \text{ кг/см}^2, \quad K_I = 10966,08 \text{ кг/см}^2;$$

$$K_2 = 8980,71 \text{ кг/см}^2, \quad K_{II} = 8755,80 \text{ кг/см}^2.$$

Устанавливаем рациональные соотношения элементов зацепления, удовлетворяющие одновременно условию минимальных величин параметров износа и разрушения рабочих поверхностей.

На основании графиков фиг. 14 и 14,а выявляем, что при $\epsilon_0 = 0,85$ и $\Delta = 0,015$ условия $n \xi_{II} = n' \xi'_{II}$ и $n \xi_2 = n' \xi'_2$ удовлетворяются в большей мере при 15-градусном угле зацепления, а не при 20-градусном. В рассматриваемом случае при $z = 13$ $\beta = 20^\circ$, $\Delta = 0,015$ и $\epsilon_0 = 0,85$; $z' = 52$ при $n \xi_{II} = n' \xi'_{II}$ и $z' = 55$ при $n \xi_2 = n' \xi'_2$.

Теоретическая величина механического к. п. д. зубчатой передачи, согласно фиг. 26,а, $\eta = 0,9689$.

В целях получения большей степени перекрытия зубчатой передачи, при большей толщине вершины зуба, может быть рекомендован переход на угол зацепления $\beta = 15^\circ$.

Для той же передачи трактора, пользуясь приведенными выше рассуждениями и формулами при $\beta = 15^\circ$ и $\epsilon_0 = 0,85$ по графику фиг. 6, получим толщину вершины зуба малой шестерни $e = 2,03$ мм. На основании фиг. 3 при $\beta = 15^\circ$, $z = 13$, $z' = 66$,

¹ Осипян А. В. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями, "Известия НАТИ" № 6, 1934.

$\Delta = 0,015$ и $\epsilon_0 = 0,85$ степень перекрытия передачи $\tau = 1,166$. Коэффициент сдвига производственного инструмента $\xi = 0,88$.

Следовательно, радиус окружности выступов малой шестерни $R = 53,495$ мм и радиус окружности выступов большой шестерни $R' = 214,305$ мм остаются те же, что и в 20-градусном варианте, ибо, как мы указали, в заплоском зацеплении для заданной передачи коррекция определяется коэффициентом заплосности и показателем общей высотной коррекции.

Минимальное число зубьев большой шестерни, при котором начинается подрез согласно фиг. 7, $z'_{\text{min}} = 52$.

Следовательно, зубья большой шестерни, имеющей $z' = 66$, не подвержены подрезу.

На основании графиков фиг. 8 и 8а, толщина в расчетном сечении зубьев малой шестерни $a = 13,221$ мм и толщина в расчетном сечении зубьев большой шестерни $a' = 9,44$ мм.

Напряжение в расчетном сечении зубьев большой шестерни по нашей формуле в предположении, что весь момент передается одной гусеницей, $\sigma = 6060$ кг/см², что значительно больше, чем в рассмотренном выше 20-градусном варианте. Несколько выше оказываются и параметры $n \xi, \frac{\theta}{c}$ и K , подсчитанные, как и выше, в предположении, что момент передается двумя гусеницами.

Согласно графикам фиг. 10—13:

$$n \xi_{II} = 0,876 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

$$n \xi_2 = 0,837 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

$$n' \xi'_2 = 0,765 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

$$n' \xi'_{II} = 0,970 \text{ кгм/см}^2\text{сек.}$$

Согласно фиг. 19—22:

$$\frac{\theta_1}{c} = 0,353 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

$$\frac{\theta_1}{c} = 0,305 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

$$\frac{\theta'_2}{c} = 0,153 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

$$\frac{\theta'_{II}}{c} = 0,169 \text{ кгм/см}^2\text{сек.}$$

Согласно фиг. 15—18:

$$K_1 = 12517,907 \text{ кг/см}^2;$$

$$K_I = 11432,017 \text{ кг/см}^2;$$

$$K_2 = 9531,708 \text{ кг/см}^2;$$

$$K_{II} = 9561,870 \text{ кг/см}^2.$$

Правда, в этом случае полученные соотношения элементов зацепления удовлетворяют или почти удовлетворяют одновременно условиям:

$$n \xi_{II} = n' \xi'_{II} \text{ и } n \xi_2 = n' \xi'_2.$$

Теоретическая величина механического к. п. д. зубчатой передачи, согласно фиг. 26, $\eta = 0,9627$.

М. Л. МИНКИН,

кандидат технических наук

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРОВЕРТЫВАНИЮ ПРИ ПУСКЕ АВТО-ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В статье приведены результаты опытов по пуску в ход дизелей в зимних условиях, проведенных за ряд лет в НАТИ, с использованием данных, опубликованных в технической периодической литературе.

Выяснено, что вязкость обычных моторных масел при заданных температурных условиях является основным фактором, определяющим момент сопротивления машины. Для максимального значения среднего давления трения на диапазоне до 200 об/мин предложена эмпирическая формула, связывающая этот параметр с вязкостью масла, а через последнюю — с тепловым состоянием двигателя.

На основании результатов опытов по пуску дизеля М-17 выявлено, что по мере понижения температуры увеличивается доля трения, приходящая на подшипники коленчатого вала; при низких температурах трение вала составляет доминирующую часть общего сопротивления кривошипно-шатунного механизма, в то время как в нормальных условиях работы основная часть сопротивления падает на сопротивление поршня.

Пуск авто-тракторных дизелей при низких температурах, по сравнению с другими машинами-двигателями и даже с карбюраторными двигателями внутреннего сгорания, представляет особые трудности, обусловливаемые своеобразием рабочего процесса, характером работы и различием в применяемом топливе.

Процесс пуска можно принципиально разложить на три этапа: подготовка к запуску, приведение двигателя во вращение до получения первых вспышек и дальнейший разгон двигателя с момента появления первых вспышек до достижения устойчивой работы. Из указанных этапов основным и решающим, особенно для дизелей, является второй.

Как известно, в карбюраторном двигателе во время такта всасывания в цилиндры двигателя поступает карбюрированная смесь воздуха и паров легкого топлива (бензин, лигроин, керосин), которая затем сжимается при низких степенях сжатия ($\epsilon = 4-7$) и воспламеняется от постороннего источника. В ди-

зелях во время такта всасывания поступает чистый воздух, который затем сжимается в такой степени ($\epsilon = 13-22$), чтобы его температура в конце сжатия сделалась выше температуры самовоспламенения впрыскиваемого к концу сжатия утяжеленного топлива (соляровое масло, газойль, дизельное топливо). Естественно, что при низких температурах снижается температура заряда к концу сжатия и ухудшаются условия самовоспламенения топлива.

Высокие значения давлений конца сжатия у дизелей, необходимые для создания соответственно высокой температуры, и связанные с ними максимальные давления цикла обуславливают увеличение размеров кривошипно-шатунного механизма. Эти факторы в свою очередь вызывают повышенные сопротивления провертыванию дизелей, к тому же быстро возрастающие из-за повышения вязкости масла с понижением температуры атмосферы и тем самым затрудняющие запуск последних.

Опыты также показывают, что для получения первых вспышек скорость вращения дизеля при пуске должна быть значительно выше, чем у карбюраторного двигателя.

Благодаря наличию постороннего источника зажигания и условиям смесеобразования запуск карбюраторных двигателей значительно облегчен, и необходимые минимальные пусковые числа оборотов сравнительно низки. Находясь в зависимости от индивидуальных качеств отдельных образцов, пусковые обороты, по литературным данным, все же не превышают величины порядка 50 об/мин для карбюраторных двигателей с батарейным зажиганием или имеющих магнето со вспомогательными пусковыми приспособлениями.

На пуск дизелей сильнее влияют их индивидуальные качества и в первую очередь метод смесеобразования, причем абсолютные значения пусковых оборотов у дизелей вследствие отмеченных ранее причин значительно выше, чем для карбюраторных двигателей.

Следует также отметить, что величины пусковых оборотов являются прямой функцией теплового состояния двигателя и окружающей среды, особенно для дизелей. В связи с этим установление определенных значений пусковых оборотов — задача чрезвычайно трудная, обычно решаемая лишь опытным путем для определенных условий запуска.

Повышение оборотов двигателей при пуске дает возможность запускать их при более низких температурах, но этот путь обеспечения пуска ограничивается возрастающей мощностью и габаритами пусковых устройств. Опытные данные показывают, что обычные пусковые средства без использования каких-либо мероприятий, подготовляющих двигатель к пуску (например подогревания), могут обеспечивать запуск дизелей при температурах порядка от 0 до -5°C , а карбюраторных двигателей от -10 до -20°C . При дальнейшем снижении температуры значения минимального пускового числа оборотов $n_{\text{мин}}$ резко возрастают, а для некоторых типов дизелей становятся практи-

чески недостижимыми без применения вспомогательных средств (например, без свечей накаливания, общего подогрева и т. д.).

Исходя из литературных данных и опытов автора по дизелям М-17 и GMS, для названных ранее температурных условий и обычных зимних дизельных масел в качестве пусковых чисел оборотов могут быть указаны: для дизелей с непосредственным впрыском — обороты порядка 100—125 в минуту, для дизелей с вихревой камерой и предкамерных со свечами накаливания — 150 об/мин и для предкамерных дизелей без свечей накаливания — 200 об/мин.

Работа, которую приходится затрачивать при запуске двигателей внутреннего сгорания до получения первых вспышек топлива, складывается из работы на преодоление внутренних сопротивлений проворачиванию, работы, идущей на разгон двигателя до пусковых чисел оборотов, и работы на преодоление компрессии в цилиндрах в течение первого оборота.

Работа на разгон и преодоление компрессии может быть определена теоретически достаточно точно, в то время как работа на преодоление сопротивления проворачиванию (включая сюда сопротивление трению, потери пропуска и охлаждения газов в процессах сжатие—расширение и вентиляционные потери) зависит от большого количества факторов и установить величину этой работы для конкретного двигателя теоретически чрезвычайно трудно. Поэтому затрату энергии на преодоление сопротивлений проворачиванию приходится определять, базирясь на экспериментальных данных. Поскольку эти сопротивления являются основными и в значительной степени определяющими (как и значения минимальных пусковых чисел оборотов) надежность запуска и требуемые размеры пусковых устройств, изучение их является чрезвычайно важным.

При экспериментах определяется средний момент сопротивления проворачиванию M_T , затем для возможности сравнения величины сопротивлений пересчитываются на средние давления трения p_T . Таким путем получают величины, характеризующие сопротивление проворачиванию и не зависящие от размеров двигателя. Зависимость между средним давлением трения и мощностью трения аналогична таковой между средним эффективным давлением и эффективной мощностью.

В результате пересчета получается зависимость: для четырехтактного двигателя

$$p_T = 1,257 \frac{M_T}{V_h} \text{ кг/см}^2, \quad (1)$$

для двухтактного двигателя

$$p_T = 0,629 \frac{M_T}{V_h} \text{ кг/см}^2, \quad (2)$$

где V_h — рабочий объем двигателя в л.

На фиг. 1—15 и 18—21 показаны результаты опытов по определению сопротивления проворачиванию 11 авто-тракторных дизелей и одного карбюраторного двигателя. Основные параметры этих двигателей приведены в табл. 1.

При определении сопротивлений проворачиванию двигатели устанавливались в естественных атмосферных условиях вне лаборатории на специальных стендах или непосредственно на автомобиле или тракторе. Проворачивание двигателей производилось балансирными динамомашинками или электростартером (в случае установки двигателя на машине). Величины моментов сопротивления определялись по показаниям динамометра или подсчитывались по характеристикам электростартеров в зависимости от силы потребляемого тока, замеряемой при помощи осциллографа или по показаниям амперметра.

Так как из-за высокой степени сжатия при медленном вращении возникают резкие колебания нагрузок и отсюда показания динамометра, затрудняющие установление истинных величин, кривые моментов сопротивлений проворачиванию ряда двигателей снимались при декомпрессированном состоянии последних. Кроме того, для некоторых двигателей (например дизель М-17) представляло интерес прокручивание двигателя в этих условиях.

По выводам, сделанным В. И. Фоминым и И. А. Кокоревым [1]¹, в пределах небольших давлений работа трения подшипников слабо изменяется с изменением нагрузки. Опытами И. С. Хвошева на дизеле Фомаг-Оберхенсли подтверждена возможность пренебречь изменением трения всего двигателя с изменением нагрузки (для условий запуска). На этом основании полное сопротивление проворачиванию дизелей М-10 НАТИ, Рено, Фомаг-Оберхенсли и Фиат (фиг. 1—4) определялось им [2] как сумма среднего давления трения декомпрессированного двигателя p'_T и среднего индикаторного давления p''_T от суммарных потерь в процессах сжатие—расширение, определенное по индикаторным диаграммам, снятым без впрыска топлива. Вентиляционными потерями при этом пренебрегалось ввиду их незначительности при пусковых оборотах коленчатого вала.

Значения p_T для дизеля Фиат при $t=0^\circ$ и $t=-5^\circ\text{C}$ на фиг. 4 нанесены нами путем суммирования известных значений p'_T и значений p''_T , определенных путем экстраполяции экспериментальных данных по этой величине.

Кривые зависимости среднего давления трения p_T от числа оборотов коленчатого вала при разном тепловом состоянии дизелей Лиллуаз, МАН, Ганц, Бирдмор и Бюссинг (фиг. 5—9) построены по данным опытов НАТИ по осциллографированию пуска дизелей [3].

¹ Цифры в прямых скобках указывают ссылки на перечень литературных источников, приведенных в конце статьи.

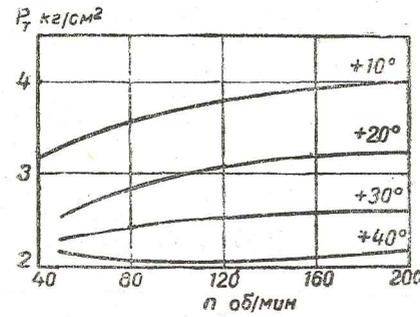
ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАССМАТРИВАЕМЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Наименование двигателя	Тип двигателя	Смесобразованье	Число цилиндров, диаметр поршня и ход, мм	Тактность	Максимальная мощность, л. с.	Число оборотов в минуту	Литраж	Поверхность скольжения подшипников			Поверхность скольжения поршней, см ²	F _{под.} + F, см ²	V _{н.} · 100, дм ³ /а	Степень сжатия	Кто проводил опыты
								коренных, см ²	шатунных, см ²	общая, см ²					
М-10 НАТИ	Дизель	Предкамерное	4 × 105 × 152	4	4	1100	5,26	160	204	364	638	1004	1,91	17,7	И. С. Хвощев
Рено 4С96	"	Непосред. впрыск	4 × 96 × 150	4	49	1820	4,34	138	208	346	576	922	2,12	17,15	"
Фиат 355-DA	"	Вихревое	6 × 115 × 160	4	110	1800	9,97	290	270	560	1105	1665	1,67	17,0	"
М-17	"	Предкамер.	4 × 145 × 205	4	80	850	13,52	420	313	733	1190	1923	1,42	15,5	М. Л. Минкин
Лилуаз 85 LC3	"	Непосред. впрыск	3 × 85 × 240	2	74	1450	4,08	212	385	567	612	1179	2,89	21,8	А. С. Лозарь
Фомаг-Оберхенсли	"	Вихревое с тепловым аккумуля.	4 × 130 × 180	4	80	1350	9,56	308	238	546	935	1481	1,55	13,3	И. С. Хвощев
МАН 80/90 D0540	"	Воздушная доплнит. камера	6 × 105 × 140	4	90	1800	7,27	213	201	414	882	1296	1,78	15,0	А. С. Лозарь
Ганд V1AR105 Бирдмор	"	Предкамер.	6 × 105 × 140	4	79	1640	7,27	143	192	335	882	1217	1,67	13,3	"
Бюссинг LD6 GMS 3-71	"	Непосред. впрыск	6 × 107,95 × 152,5	4	98	1850	8,37	215	231	446	990	1436	1,72	14,3	"
GMS 4-71	"	Предкамер.	6 × 110 × 130	4	81	1900	7,41	320	272	592	858	1450	1,96	16,5	М. Л. Минкин
Геркулес WXE	Карбюраторный	Непосред. впрыск	3 × 107,95 × 127	2	72	1500	3,49	136,8	113,4	250,2	412	662,2	1,89	16	"
		То же	4 × 107,95 × 127	2	110	2000	4,65	170,5	151,5	322	550	872	1,87	16	М. М. Лихачев
		—	6 × 95,2 × 114,3	4	65	2400	4,9	225	131	356	655	1011	2,06	4,56	и Ю. М. Галкин

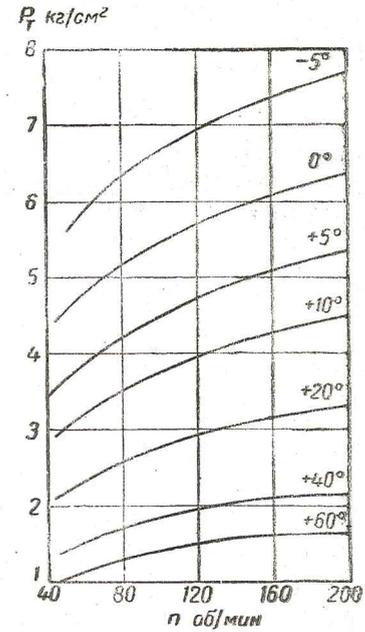
Кривые изменения среднего давления трения по оборотам при различном тепловом состоянии декомпрессированного дизеля М-17 и разных маслах нанесены на фиг. 10 и 11.

Отдельные определения влияния компрессии на сопротивление прокручивания дизеля М-17 указывают на близкое совпадение с таковыми для дизеля Фомаг-Оберхенсли, размерность которого (диаметр поршня и ход) близка к М-17. Поэтому для получения кривых среднего давления трения p_t дизеля М-17 при полной компрессии использованы кривые суммарных потерь в процессах сжатие—расширение p_t^i , полученные для дизеля Фомаг-Оберхенсли с экстраполяцией их в области температуры ниже -5°C . Затем суммированием значений p_t^i и p_t^r для определенных температур и чисел оборотов (t и n) получены значения среднего давления трения p_t дизеля М-17 при полной компрессии и двух сортах масла (фиг. 12 и 13).

Кривые зависимости среднего давления трения p_t от числа оборотов коленчатого вала при разном тепловом состоянии карбюраторного двигателя Геркулес и двух сортах масла (фиг. 14 и 15) построены



Фиг. 1. Изменение среднего давления трения дизеля М-10 НАТИ по оборотам при разных температурах.



Фиг. 2. Изменение среднего давления трения дизеля Рено по оборотам при разных температурах.

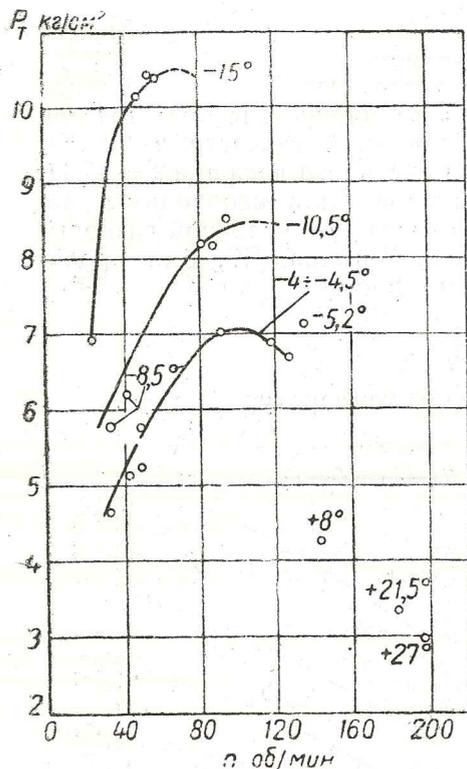
путем пересчета кривых M_t , полученных М. М. Лихачевым и Ю. М. Галкиным [4].

На основании результатов опытов можно сделать вывод о резком возрастании значений среднего давления трения p_t с понижением температуры. При анализе причин, приводящих к возрастанию сопротивлений проворачиванию с понижением температуры, легко прийти к заключению, что основным фактором, определяющим данное явление, служит изменение вязкости масла, находящегося на трущихся поверх-

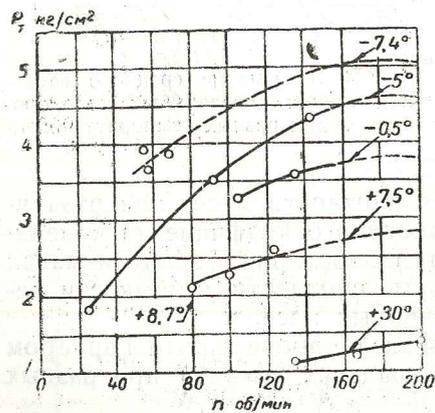
Масла, применявшиеся при испытании двигателей на запуск

Тем- пера- тура °C	Двигатель									
	Автом Т	Автом 10	Смесь эмбен- ского брэйт- стока с ма- шинным (1:1)	Дизельное зимнее	Дизельное Э-10	Смесь —45% мр- ского и 55% ма- шинного экс- портного	Автом М	Автом Т	Смесь —50% МК авиаци. МК и 50% вере- теного	М-17
Вязкость	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	М-10 НАТИ	Фомаг- Оберхенсли	Рено	М-17	Фиат	МАН, Бюссинг, Бирдмор, Ганц, Лиллуаз	Геркулес (карбюраторный)	СМС (3-цилиндр.)		
100	0,59 0,8983 0,656 8,7	0,481 0,9045 0,534 7,06	0,56 0,8685 0,645 8,5	0,104 1,87	0,61 0,8836 0,69 9,1	0,119 2,01	0,395 0,8894 0,441 5,86	0,541 0,8863 0,610 8,05	1,87	1,44
60	η_t d_t γ E									
50	η_t d_t γ E		0,93 0,8764 1,06 14,0	0,75 9,94	0,68 0,8845 0,768 10,1			8,09		4,22

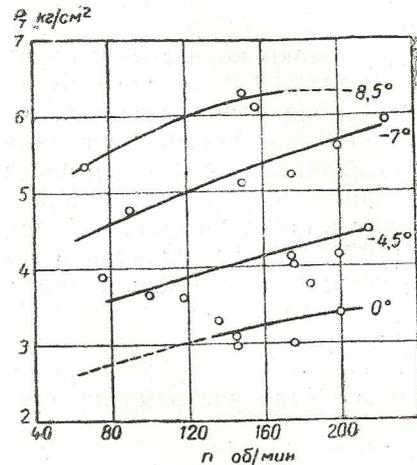
40	η_t d_t γ E	2,12 0,9178 2,32 30,6	1,52 0,9194 1,655 21,8	1,59 0,8842 1,80 23,8	1,0 0,8914 1,12 14,8					
30	η_t d_t γ E	4,59 0,9215 4,98 65,7	3,26 0,8921 3,65 48,2	2,1 0,8993 2,34 30,8	2,33 0,9116 2,55 33,6	3,88 0,9101 4,26 56,2				
20	η_t d_t γ E	10,56 0,9292 11,38 150	8,2 0,9000 9,1 120	4,99 0,9072 5,5 72,5	0,9190	0,9178		51,95		
15	η_t d_{15}^{15} γ E	0,933	0,938	0,911	0,9228	14,04 0,9217 15,25 202				
10	η_t d_t γ E	30,0 0,9369 32 422	21,7 0,9079 23,95 317	12,7 0,9151 13,9 183		14,27 0,9125 15,60 206				
0	η_t d_t γ E	118,6 0,9446 125,5 1 665	69,0 0,9158 75,4 995	44,2 0,9230 48,0 635	43,63 0,9338 46,7 615	49,5 0,9195 53,0 700	117,1 0,9331 125,8 1 660			



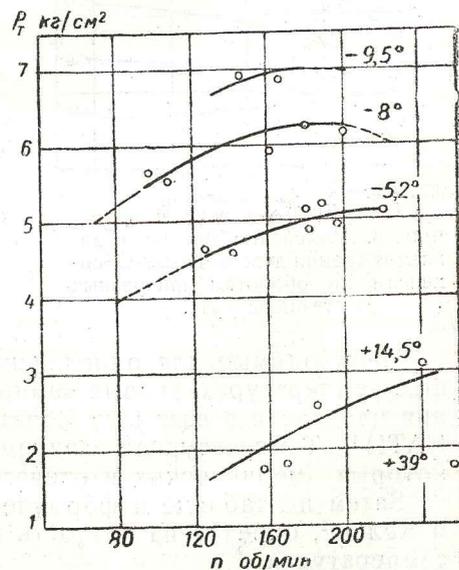
Фиг. 5. Изменение среднего давления трения дизеля Лиллуаз по оборотам при разных температурах.



Фиг. 7. Изменение среднего давления трения дизеля Ганц по оборотам при разных температурах.



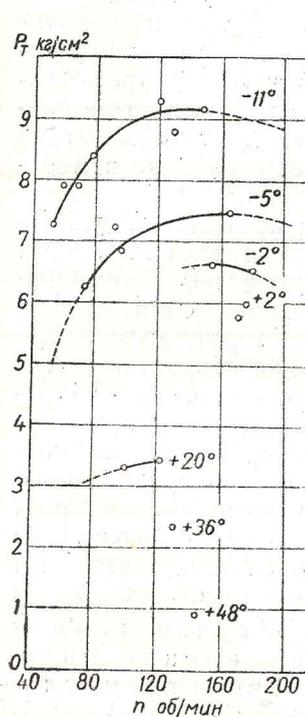
Фиг. 6. Изменение среднего давления трения дизеля МАН по оборотам при разных температурах.



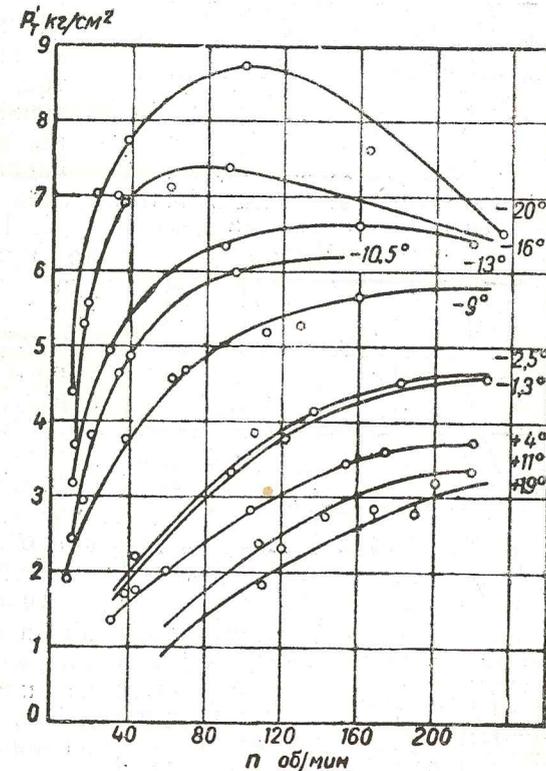
Фиг. 8. Изменение среднего давления трения дизеля Бирдмор по оборотам при разных температурах.

На номограмме (фиг. 16), построенной аналогично стандартной сетке Американского общества испытания материалов ASTM и связывающей вязкость с температурой зависимостью $\lg [\lg(100\nu + 0.8)] = A + B \lg T$, где A и B — постоянные, T — абсолютная температура, даны кривые для всех масел, применявшихся при опытах.

Прямолинейная зависимость подтверждает правильность сделанных подсчетов при определении вязкости. Пользуясь этой номограммой (и табл. 2 для уточнения данных), в дальнейшем определялась вязкость для любых промежуточных температур.



Фиг. 9. Изменение среднего давления трения дизеля Бюссинг по оборотам при разных температурах.

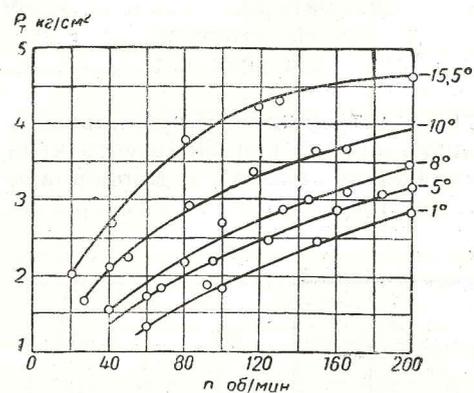


Фиг. 10. Изменение среднего давления трения декомпрессированного дизеля М-17 по оборотам при разных температурах. Масло — дизельное зимнее.

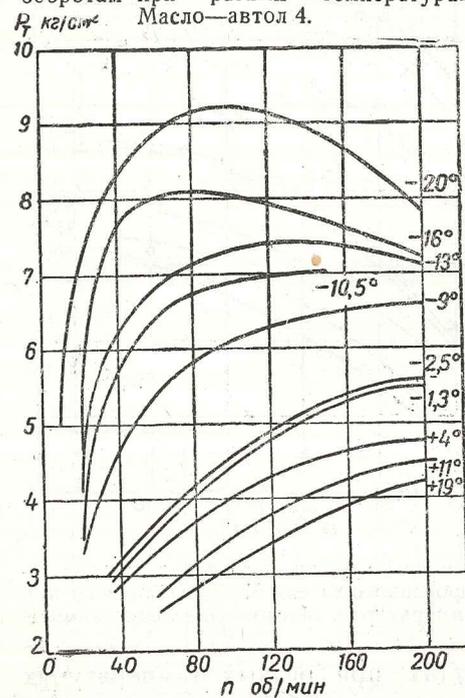
Как видно из кривых $p_T = f(n)$ при разных температурах сопротивление проветриванию зависит не только от теплового состояния двигателя, но и от числа оборотов.

С увеличением числа оборотов в пределах замеренных среднее давление трения (до известных пределов температур) возрастает. Это явление может быть объяснено возрастанием сопротивления сдвигу отдельных слоев масляной пленки по мере увеличения относительной скорости поверхностей трения.

При начальных температурах ниже $-5 \div 10^\circ \text{C}$ наблюдается падение кривых среднего давления трения на больших числах оборотов, что частично можно объяснить уменьшением вязкости благодаря нагреву от трения.



Фиг. 11. Изменение среднего давления трения декомпрессированного дизеля М-17 по оборотам при разных температурах. Масло—автол 4.



Фиг. 12. Изменение среднего давления трения дизеля М-17 по оборотам при разных температурах. Масло—дизельное зимнее.

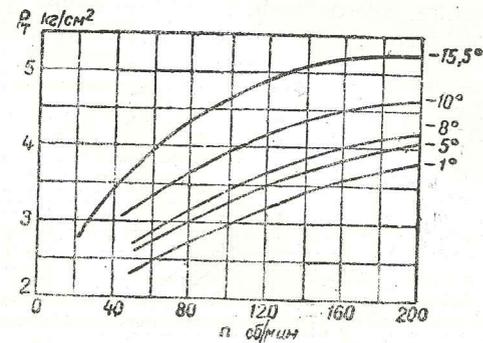
¹ Незначительное возрастание температуры отмечено также в выступлении акад. Е. А. Чудакова на заседании Ученого совета НАТИ 27/XII 1944 г. по защите диссертации автора.

В ряде работ (Хвошев, Лихачев и Галкин) это явление целиком объясняется условиями опытов, т. е. неизбежным нагревом масла между трущимися поверхностями во время опытов, причем эти предположения сделаны умозрительно, поскольку температура масляного слоя не замерялась.

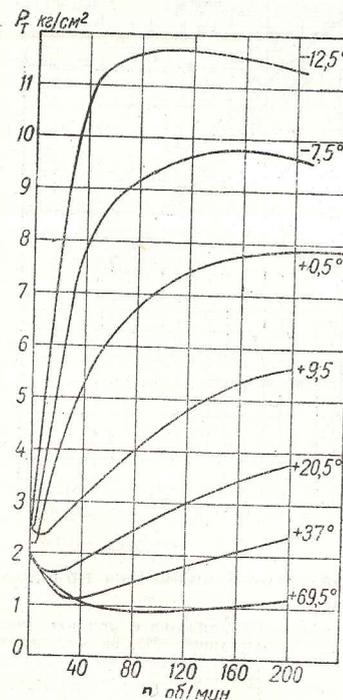
При проведении работы по пуску дизеля М-17 нами контролировалась температура масляного слоя в подшипниках термомпарами. Незначительное возрастание температуры подшипников¹ (трение в которых, как ниже будет указано, имеет большое значение при низких температурах) во время снятия одной кривой дает основание предполагать, что на падение кривых p_t в данном случае влияет также изменение физических свойств масляной пленки в местах скольжения (превращение „тонкой“ или „несовершенной“ пленки в полужидкостную масляную пленку, изменение кристаллической структуры застывшего масла и т. д.), причем это явление наступает при отрицательных температурах тем раньше, чем выше вязкость масла. Следует также иметь в виду, что падение моментов

сопротивления проворачиванию M_T с повышением числа оборотов не только не связано с понижением мощности трения, но даже большей частью сопровождается повышением последней, ибо падение M_T идет медленнее, чем увеличение числа оборотов.

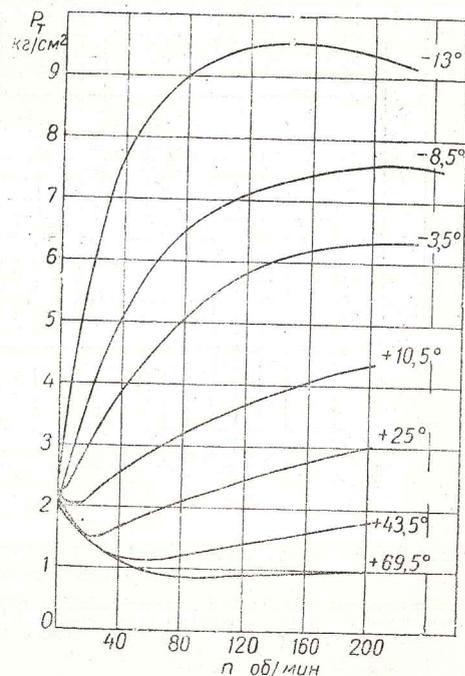
Явление падения величины момента сопротивления проворачиванию при низких температурах после достижения определенных чисел оборотов наблюдалось также Фибелькорном [5], причем, судя по результатам, это имело место при 0°C и ниже и именно при $n = 200$ об/мин; данных об изменениях M_T при положительных температурах и указаний о вязкости масла нет. В результате этих опытов Фибелькорн утвер-



Фиг. 13. Изменение среднего давления трения дизеля М-17 по оборотам при разных температурах. Масло—автол 4.

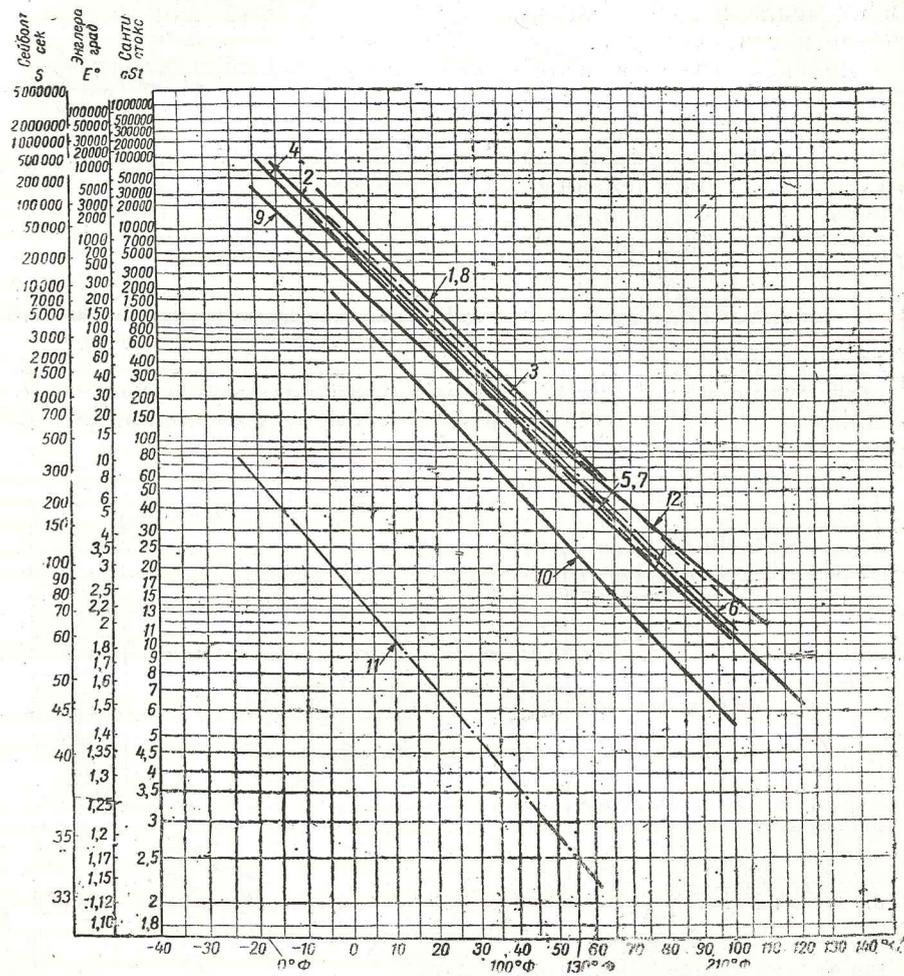


Фиг. 14. Изменение среднего давления трения карбюраторного двигателя Геркулес по оборотам при разных температурах. Масло—автол Т.



Фиг. 15. Изменение среднего давления трения карбюраторного двигателя Геркулес по оборотам при разных температурах. Масло—автол М.

ждает, что потребный для проворачивания дизеля момент резко падает, если число оборотов будет лежать немного ниже или выше 200 об/мин, и рекомендует даже повысить пусковое число оборотов. Наши наблюдения не подтверждают этого, а указы-



Фиг. 16. Температурная зависимость вязкости масел, применявшихся при проведении опытов:

номера кривых 1-10 соответствуют маслам, указанным в табл. 2; 11—дизельное топливо, при проведении некоторых опытов по пуску дизеля М-17; 12—масло авиационное—МЗ, на 4-цилиндр. дизеле G.M.C.

вают на то, что с понижением температуры максимальное значение p_t наступает при все уменьшающихся числах оборотов. Если учесть, что мощность пускового устройства находится прямой зависимости от пускового числа оборотов, то станет ясна необоснованность повышения $n_{мин}$ по этой причине.

Анализируя влияние компрессии на величины среднего давления трения для ряда дизелей, можно заметить, что этот фактор увеличивает среднее давление трения на 0,5—1,8 кг/см² в зависимости от числа оборотов, температуры и конструктивных особенностей двигателя. По данным Трибнигга [6], для испытанных им дизелей фирмы Дейтц влияние компрессии сказывалось увеличением среднего давления трения на 0,45—2,05 кг/см² при $t = +65^\circ \pm 5^\circ \text{Ц}$ и $n = 200 \pm 85$ об/мин. Необходимо отметить, что при низких температурах величины p_t^i составляют небольшой процент от p_t^i ; при высоких же температурах они близки или даже превышают значения средних давлений трения декомпрессированного двигателя.

Хотя указанные данные по увеличению среднего давления трения за счет компрессии дают основание считать, что компрессия не может быть решающим фактором трудности проворачивания и пуска дизелей при низких температурах, все же практически влияние компрессии заметно сказывается на пуске из-за пикообразного характера изменения давления сжатия в цилиндрах.

Первые серьезные попытки в направлении определения зависимости сопротивлений проворачиванию карбюраторных двигателей от вязкости масла были сделаны в 1928 г. Уилькин, Ок и Барнардом [7], которые отметили линейную связь логарифмов вязкости и крутящего момента, необходимого для поддержания пусковых чисел оборотов. Общего закона для двигателей различных конструкций ими не было установлено, однако они отметили, что при установлении этой зависимости значения вязкостей при низких температурах определяются экстраполяцией вязкостей, полученных экспериментально при более высоких температурах.

Баррингтон и Латвич [8], исследуя вопросы пуска бензиновых двигателей при низких температурах, установили зависимость между моментом сопротивления проворачиванию, экстраполированной вязкостью и числом оборотов следующим уравнением:

$$T = K \sqrt{n \nu^3} \text{ фунто-футов,}$$

где T — момент;

K — постоянная, зависящая от площади скольжения (произведение диаметра на длину хода поршня), составляет около 0,1 на каждые 1000 см² площади скольжения;

n — число оборотов в минуту;

ν — вязкость в сантипуазах.

Следует отметить, что опыты Баррингтона и Латвича проводились при температурах не ниже -1°Ц , и при этом отмечается сильный разбег точек даже для двигателей, ими исследованных (см. фиг. 17). Эта зависимость для рассматриваемых в данной работе двигателей оказалась совершенно неудовлетворительной не только для дизелей, но и для карбюраторного двигателя.

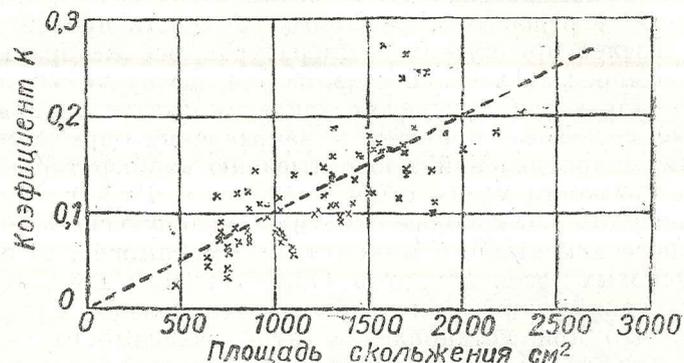
¹ Буквенные обозначения приводятся по оригиналам и не соответствуют принятым в настоящей статье.

Их опытами подтверждена возможность определения зависимости сопротивления проворачиванию двигателей от вязкости масла, без учета свойств „маслянистости“, поскольку коэффициент K при обычных моторных маслах очень слабо изменяется из-за малого процента компаундирующего вещества.

Рекомендуемое Ю. М. Галкиным [9] соотношение для приближенных расчетов момента сопротивления проворачиванию двигателя

$$M = CL^1,$$

где L — литраж двигателя, а C — коэффициент, указано лишь для масла определенной вязкости ($E_{60} = 6 \div 8$), узких пределов скорости вращения ($n = 60 \div 80$ об/мин) и температуры 0° . Кроме того, подсчет показал значительное расхождение с истинными величинами сопротивлений рассмотренных дизелей.



Фиг. 17. Значение коэффициента K по опытам Баррингтона и Латвича.

И. С. Хвошевым [2] на основании исследований пусковых свойств четырех автомобильных дизелей предложена эмпирическая формула зависимости среднего давления трения p_t от числа оборотов дизеля в минуту n и динамической вязкости масла η_d (в пуазах).

$$p_t = 0,2 + 1,31 \left(\frac{n}{100} \right)^{1/4} \cdot \eta_d^{1/2} \text{ кг/см}^2.$$

Нижним пределом температур при этих опытах была $t = -5^\circ \text{C}$. Замеченное на одном из дизелей падение p_t при $t = -5^\circ$ и $n > 100$ об/мин объяснено Хвошевым условиями опыта.

Все перечисленные эмпирические уравнения, отражающие (в пределах опытов) истинную зависимость, указывают на то, что, очевидно, в пусковой период, до поступления масла, на трущихся поверхностях находится так называемая „несовершенная“ или „тонкая“ пленка масла, при наличии которой законы трения неизвестны.

Трибнигг, на основе своих опытов с дизелями фирмы Дейтц, сделал попытку обобщить зависимость логарифмов среднего

давления трения и вязкости, определяя ее как прямолинейную. Уравнения этой зависимости им не дано. К сожалению, эти опыты проводились только на дизелях Дейтц и число опытов чрезвычайно ограничено.

Рассмотренные значения минимальных пусковых чисел оборотов для дизелей и характер протекания кривых $p_t = f(n)$ указывают на целесообразность выяснения зависимости максимальных значений среднего давления трения $p_{t \text{ макс}}$ от вязкости на диапазоне от 0 до пусковых чисел оборотов, как критерия при выборе размеров пусковых устройств.

Подтверждением сказанного является:

1) Величины $n_{\text{мин}}$ для дизелей, как следует из ранее изложенного, колеблются в пределах 100—200 об/мин в зависимости от принципа смесеобразования и теплового состояния двигателя. Снижение нижнего предела может быть лишь при теплой машине, на что нет основания ориентироваться при определении размеров пускового устройства.

2) С другой стороны, при неблагоприятных тепловых условиях (порядка -5°C и ниже) запуск за счет повышения верхнего предела ($n_{\text{мин}} > 200$) без применения подогрева и других мероприятий очень затруднен.

3) В области отрицательных температур между значениями p_t и числом оборотов нет прямой связи, а имеет место падение кривой p_t после достижения незначительной скорости, которая меньше соответствующей пусковому числу оборотов.

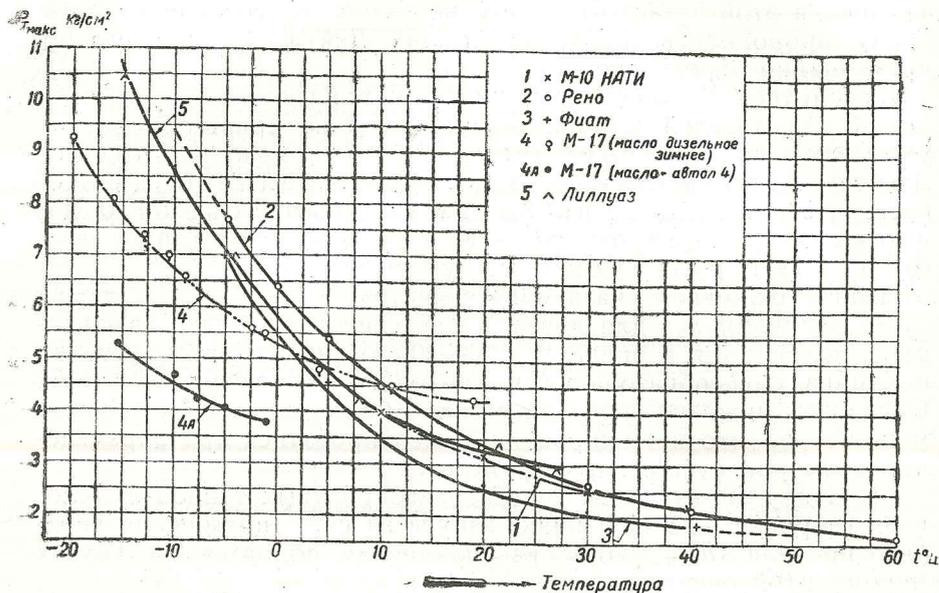
Пользуясь кривыми среднего давления трения по оборотам при разных температурах, автор построил кривые зависимости максимальных значений среднего давления трения при разных температурах для рассматриваемых двигателей (на диапазоне $n = 0 \div 200$ об/мин), изображенные на фиг. 18 и 19. Значения статического трения в момент выхода из положения покоя не учитывались.

Величина максимального значения среднего давления трения является фактором, лимитирующим возможность запуска при данной температуре. Величина момента трогания с места (статического момента трения), зависящего не только от температуры, но и от индивидуальных особенностей двигателя, положения поршней при остановке и пр., не может быть фактором, определяющим запуск двигателей при низких температурах.

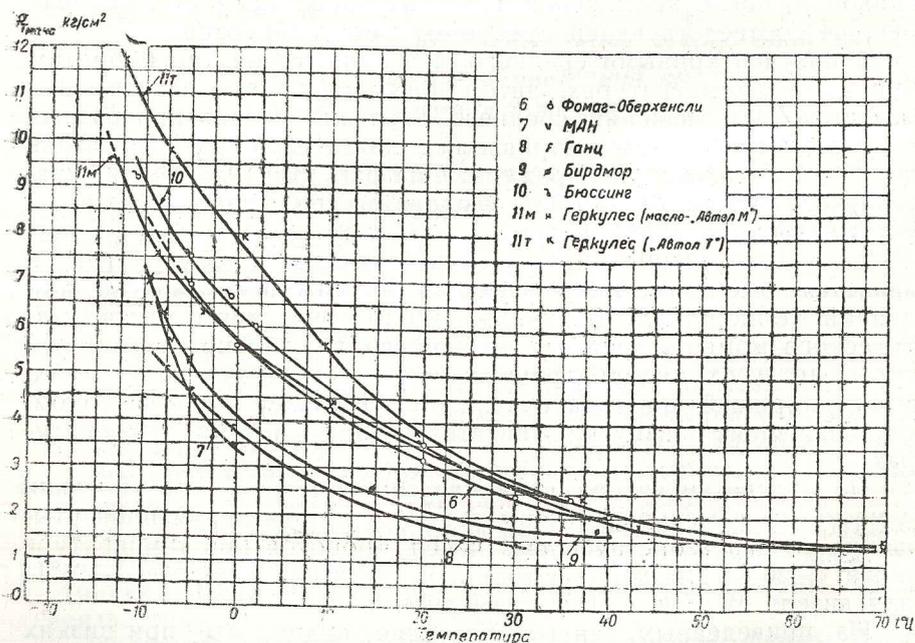
По подсчетам автора величина сопротивления при трогании с места была меньше максимального сопротивления проворачиванию на диапазоне пусковых чисел оборотов при температуре ниже $+20^\circ \text{C}$ для карбюраторного двигателя Геркулес, $+5^\circ \text{C}$ для дизеля М-17 и $+15^\circ \text{C}$ для дизеля Ганц.

Из приведенных данных наглядно видно, что при низких температурах статический момент (или давление) трения дизелей не может иметь особого значения при решении пусковой проблемы, а возможность прокручивания при пуске определяется

¹ См. сноску на предыдущей странице.



Фиг. 18. Изменение максимального давления трения при пуске разных двигателей в зависимости от температуры.



Фиг. 19. Изменение максимального давления трения при пуске разных двигателей в зависимости от температуры.

величиной максимальных значений среднего давления трения на диапазоне пусковых чисел оборотов.

Путем обработки экспериментальных материалов по 10 авто-тракторным дизелям и одному карбюраторному двигателю (фиг. 20) найдена средняя зависимость между максимальным значением давления трения $p_{T \text{ макс}}$ компримированного 4-тактного двигателя на диапазоне до 200 об/мин (сокращенно в дальнейшем называемого „максимальным давлением трения при пуске“) и вязкостью картерного масла

$$p_{T \text{ макс}} = \sqrt[3]{E} \text{ кг/см}^2.$$

В логарифмических координатах эта зависимость выражается прямой линией ($\lg p_{T \text{ макс}} = 0,25 \lg E$).

Экспериментальные точки на фиг. 20 расположены на диапазоне вязкостей от $^\circ E = 5,86$ (автол М при $t = 60^\circ \text{C}$) до $^\circ E = 30\,000$ (дизельное зимнее масло при экстраполированной температуре -25°C). Точки ниже $^\circ E = 6$, которые при зимних маслах могут быть характерны для горячей машины, по условиям опытов не определялись, поскольку они для исследования пуска значения не имеют.

Для проверки участка кривой, соответствующего особенно низким температурам, использованы данные о величине крутящего момента, необходимого для проверки двигателя М-17 при температуре -30°C , равного по опытам ЧТЗ [10] 155—160 кгм, что соответствует $p_T = 14,4 \div 14,8 \text{ кг/см}^2$. Эта точка также нанесена на кривой фиг. 20, причем ее положение на диаграмме хорошо согласуется с усредняющей кривой.

Установление эмпирической зависимости $p_{T \text{ макс}}$ от вязкости масла (выраженной в градусах Энглера) предлагается потому, что до сих пор в сравнительной оценке физических качеств смазочных масел (при приемочных и контрольных заводских испытаниях) доминирует единица вязкости, выраженная в градусах Энглера. Метод определения условной вязкости, по Энглеру, также более наглядно представляется в практической работе.

Между условной вязкостью, по Энглеру, и кинематической вязкостью, выраженной в стоксах ($\text{см}^2/\text{сек}$), существует зависимость, которую при значениях кинематической вязкости больше 0,6 стокса ($\nu > 0,6$) можно принять равной (см. ГОСТ 33-40) $E = 13,2 \nu$.

Вязкость $\nu = 0,6$ стокса или $E = 7,92^\circ$ Энглера для применяемого в настоящее время у нас дизельного масла соответствует температуре порядка $+55^\circ \text{C}$ и даже для низковязкого американского масла SAE 10 — температуре порядка $+30^\circ \text{C}$.

Поэтому для практических целей может быть рекомендована зависимость

$$p_{T \text{ макс}} = \sqrt[3]{E} = \sqrt[3]{13,2 \nu} = 1,9 \sqrt[3]{\nu},$$

а для графического построения в логарифмических координатах

$$\lg p_{T \text{ макс}} = \lg 1,9 + 0,25 \lg \nu = 0,28 + 0,25 \lg \nu.$$

Таким образом в логарифмических координатах сохраняется прямолинейная зависимость, причем наклон прямой не изменяется; предлагаемый график может быть использован, если по оси ординат начало координат будет сдвинуто соответственно вниз.

Для карбюраторных двигателей эту эмпирическую формулу $p_{т\text{ макс}}$ не имеет смысла применять главным образом потому, что $n_{мин}$ для них значительно ниже, чем для дизелей, но в области низких температур эта формула может служить целям приближенного определения.

Насколько предлагаемая эмпирическая зависимость удовлетворяет результатам опытов по авто-тракторным дизелям, наглядно показывает фиг. 20. Наличие данных лишь по одному карбюраторному двигателю затрудняет обобщение в части последних; все же полученные результаты указывают на то, что $p_{т\text{ макс}}$ (на данном диапазоне чисел оборотов) для карбюраторных двигателей не сильно отличается от таковых для дизелей при низких температурах, благодаря незначительному влиянию компрессии на величину трения. При высоких температурах, когда компрессия более ощутима (в относительных величинах), значения $p_{т\text{ макс}}$ для карбюраторных двигателей оказываются несколько ниже.

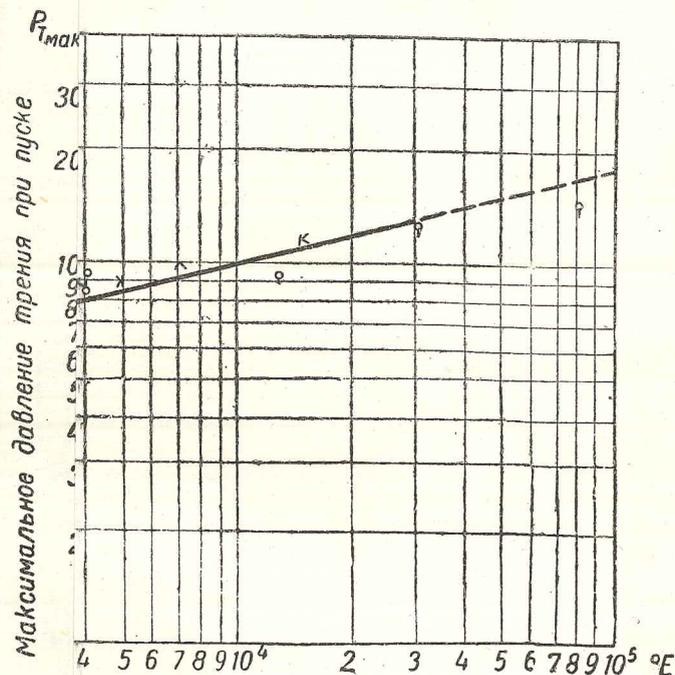
Необходимо также отметить, что экспериментаторы, получая два значения M_t для карбюраторного двигателя Геркулес вследствие периодического действия компрессии, построили кривые M_t по максимальной величине, так что результаты значений $p_{т\text{ макс}}$ оказались несколько завышенными. Периодическое действие компрессии более ощутимо при малых оборотах, а так как при отрицательных температурах значения $p_{т\text{ макс}}$ соответствуют малым оборотам, то завышенные значения особенно относятся к этим температурным условиям.

Вышеприведенная эмпирическая зависимость максимального давления трения при пуске от вязкости масла соответствует 4-тактным двигателям. Для 2-тактных дизелей величина максимального давления трения при пуске при прочих равных условиях, как это следует из установленной выше зависимости [формулы (1) и (2)], была бы вдвое меньше, чем у 4-тактных.

Наличие нагнетателя увеличивает работу внутренних сопротивлений двигателя, а повторение цикла за каждый оборот вдвое повышает влияние пропусков и теплообмена в цилиндрах на величину p_t помимо тепловых потерь, связанных с продувкой. Естественно поэтому, что числовое значение коэффициента в выражении для максимального давления трения при пуске 2-тактных двигателей должно быть большим, что подтвердилось проведенными автором опытами с 2-тактным дизелем GMS.

На фиг. 21 в логарифмических координатах графически показана зависимость максимального давления трения при пуске от вязкости масла. Нанесенные точки, полученные автором

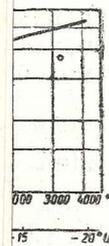
экспериментально¹, позволяют установить для 2-тактных дизелей типа GMS (т. е. с нормальными конструкцией и размерами кривошипно-шатунного механизма и продувкой с помощью нагнетателя) эмпирическую формулу зависимости максимального давления трения при пуске от вязкости масла



ей

Труды НАТ

новке
остью
вала
кру-



я GMS

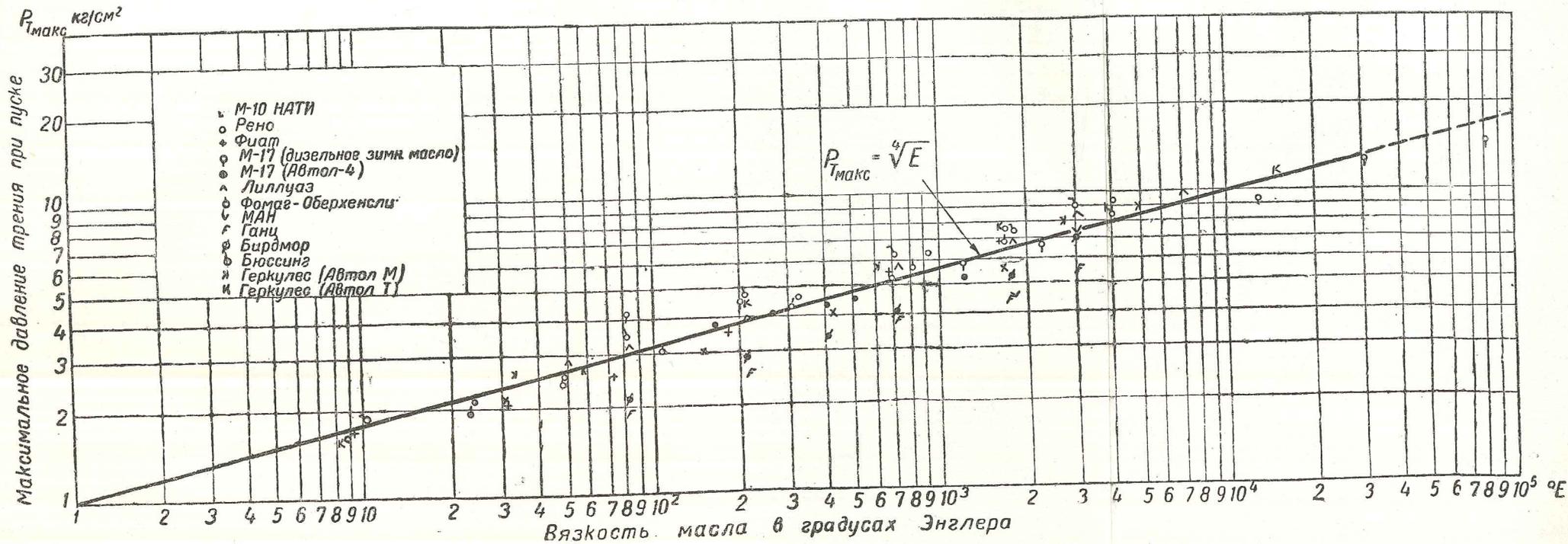
7 кгМ
М_{нагн},
дачки,
опера-

более
мость
нагнет-
ктных
индре

рошо

Отсюда, между прочим, можно сделать вывод, что 2-тактные дизели после появления первых всплесков имеют возможность быстрее преодолеть сопротивление трению ($p_i > p_t$), так как развиваемая за каждый цикл индикаторная работа должна пре-

¹ Условия провертывания и результаты практического запуска дизеля GMS будут освещены в отдельной работе.



Фиг. 20. Зависимость максимального давления трения автотракторных дизелей при пуске от вязкости масла.

Таким образом в логарифмических координатах сохраняется прямолинейная зависимость, причем наклон прямой не изменяется; предлагаемый коэффициент может быть использован, если ответственно вниз.

Для карбюраторных $p_{т макс}$ не имеет смысла $n_{мин}$. Для них значительных низких температур это приближенного определе

Насколько предл влетворяет результа наглядно показывает карбюраторному дв последних; все же что $p_{т макс}$ (на данно торных двигателей при низких темпера компрессии на вел когда компрессия (значения $p_{т макс}$, н раторных двигател

Необходимо та два значения M_t д. ствие периодичес M_t по максимальн оказались нескол компрессии боле отрицательных малым оборотам, к этим температ

Вышеприведе давления трения 4-тактным двига мального давлен вях, как это [формулы (1) ных.

Наличие наг тивлений дви двое повышает влияние проп на величину p_t помимо тепловых потерь, связанных с пр Естественно поэтому, что числовое значение коэффициента в выражении для максимального давления трения при пуске 2-тактных двигателей должно быть большим, что подтвердилось проведенными автором опытами с 2-тактным дизелем GMS.

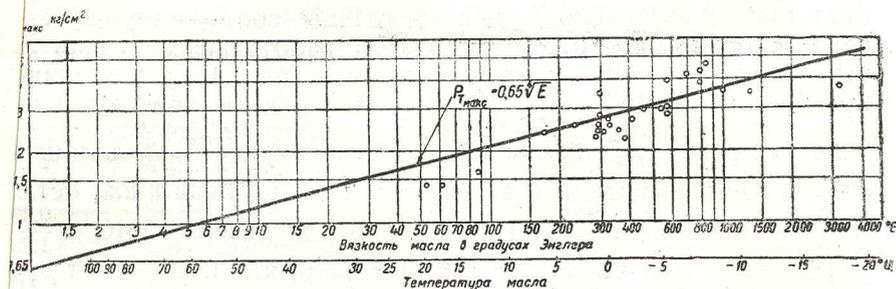
На фиг. 21 в логарифмических координатах графически показана зависимость максимального давления трения при пуске от вязкости масла. Нанесенные точки, полученные автором

экспериментально¹, позволяют установить для 2-тактных дизелей типа GMS (т. е. с нормальными конструкцией и размерами кривошипно-шатунного механизма и продувкой с помощью нагнетателя) эмпирическую формулу зависимости максимального давления трения при пуске от вязкости масла

$$p_{т макс} = 0,65 \sqrt[4]{E \text{ кг/см}^2}$$

$$p_{т макс} = 0,65 \sqrt[4]{13,2 \nu} = 1,24 \sqrt[4]{\nu \text{ кг/см}^2}$$

По произведенным автором замерам на тормозной установке General Electric при проворачивании нагнетателя GMS со скоростью 300 об/мин, что соответствует скорости коленчатого вала двигателя 100—150 об/мин, требовался дополнительный кру-



фг. 21. Зависимость максимального давления трения 2-тактного дизеля GMS при пуске от вязкости масла.

тительный момент при установившемся движении, равный 0,7 кгм при температуре +15° Ц. Этот дополнительный момент $M_{нагн}$, будучи приведен к валу двигателя и с учетом к. п. д. передачи, оставляет по отношению к основному при тех же температурных условиях около 23%.

Предполагая, что при более высоких, а также при более низких температурах сохранится пропорциональная зависимость между дополнительным моментом (для проворачивания нагнетателя) и основным, ожидаемая величина $p_{т макс}$ для 2-тактных дизелей без учета влияния пропусков и теплообмена в цилиндре должна быть

$$p_{т макс} = (1 + 0,23) \cdot 0,5 \sqrt[4]{E} = 0,615 \sqrt[4]{E}$$

Полученная в результате опытов зависимость $p_{т макс}$ хорошо подтверждает эту связь.

Отсюда, между прочим, можно сделать вывод, что 2-тактные дизели после появления первых вспышек имеют возможность быстрее преодолеть сопротивление трению ($p_i > p_t$), так как развиваемая за каждый цикл индикаторная работа должна пре-

¹ Условия проворачивания и результаты практического запуска дизеля GMS будут освещены в отдельной работе.

одолеет меньшее сопротивление, характеризуемое величиной максимального давления трения.

Конструкция кривошипно-шатунной и поршневой группы 2-тактного дизеля Лиллуаз отличается от нормальной схемы наличием двойного количества противоположно движущихся поршней и связанным с этим тройным числом шатунных шеек, а также увеличенным размером коренных шеек из-за специального тоннельного монтирования коленчатого вала с переднего торца двигателя.

В результате величина поверхностей скольжения подшипников и поршней дизеля Лиллуаз, отнесенная к единице рабочего объема,

$$\frac{F_{\text{под}} + F}{V_h \cdot 100} = \frac{612 + 567}{4,08 \cdot 100} = 2,89 \text{ дм}^2/\text{л},$$

оказалась значительно больше величины соответствующих поверхностей у рассмотренных в этой работе дизелей. Для всех остальных дизелей, приведенных в табл. 1, эта величина колеблется от 1,42 до 2,12, причем средняя арифметическая величина равна 1,77. Таким образом величина $\frac{F_{\text{под}} + F}{V_h}$ для дизеля Лиллуаз больше средней арифметической величины для остальных 10 дизелей в $\frac{2,89}{1,77} = 1,63$ раза, а для дизеля ГМС в $\frac{2,89}{1,89} = 1,53$ раза. Это позволяет предполагать, что и величина $p_{\text{т макс}}$ для дизелей Лиллуаз будет определяться

$$p_{\text{т макс}} = 1,63 + 1,53 \cdot 0,65 \sqrt[4]{E} \approx \sqrt[4]{E} \text{ кг/см}^2,$$

т. е. полученные соотношения соответствуют установленным выше для 4-тактных дизелей. Практические данные по дизелю Лиллуаз подтверждают эти соображения.

Полученная эмпирическая формула $p_{\text{т макс}} = \sqrt[4]{E}$ позволяет также установить зависимость максимального давления трения при пуске от температуры для определенного сорта масла.

Так как при значениях вязкости $\nu \geq 0,6$ стокса

$$\lg p_{\text{т макс}} = 0,28 + 0,25 \lg \nu,$$

то

$$\lg \nu = 4 \lg p_{\text{т макс}} - 1,12. \quad (a)$$

С другой стороны, на основе зависимости

$$\lg [\lg (100 \nu + 0,8)] = A + B \lg T$$

при значениях $\nu \geq 0,6$ можно с достаточной степенью точности принять

$$\lg \lg 100 \nu = A + B \lg T.$$

Обозначив $A = \lg C$, получаем

$$\lg 100 \nu = CT^B$$

или

$$\lg 100 + \lg \nu = CT^B,$$

откуда

$$\lg \nu = CT^B - 2. \quad (б)$$

Приравнивая равенства (а) и (б), получаем

$$CT^B - 2 = 4 \lg p_{\text{т макс}} - 1,12,$$

откуда

$$\lg p_{\text{т макс}} = \frac{CT^B - 0,88}{4} = \frac{C}{4} T^B - 0,22 = DT^B - 0,22,$$

где

$$D = \frac{C}{4} = \frac{10^A}{4}.$$

Константы D и B являются постоянными величинами, легко определяемыми для каждого сорта масла, если известна вязкость при двух значениях температур.

Таким образом, уравнение

$$\lg p_{\text{т макс}} = DT^B - 0,22$$

дает возможность аналитически, а также графически легко определить величину $p_{\text{т макс}}$ для 4-тактных дизелей при любой температуре и применении любого масла, если известна вязкость последнего.

Аналогичным подсчетом для 2-тактных дизелей уравнение будет иметь вид

$$\lg p_{\text{т макс}} = DT^B - 0,41.$$

Полученная эмпирическая зависимость может быть использована для определения необходимых параметров пусковых устройств и для проверки пусковой способности двигателя при существующем пусковом устройстве, поскольку работа на преодоление сопротивлений провертыванию двигателя является решающей частью от всей работы, которую приходится затрачивать при пуске до появления первых вспышек.

Работа на преодоление компрессии в цилиндрах двигателя, затрачиваемая в течение первого оборота (ибо за остальной период энергия, затраченная в процессе сжатия, в большей своей части возвращается в ходе расширения), по произведенному подсчету [11] для 4-тактных дизелей равна

$$L_k = 40,3 \frac{V_h}{i} \text{ кгм},$$

где i — число цилиндров.

Значение момента, потребного для преодоления компрессии, для среднего автомобильного дизеля с литражем $V_h = 9$ л при $i = 6$ получается равным

$$M_k = \frac{L_k}{\alpha} = \frac{40,3 \cdot 9}{6 \cdot 4 \pi} = 9,6 \text{ кгм}.$$

Работа на разгон двигателя может быть оценена следующими подсчетами:

$$M_j = \frac{J \pi n_{\min}}{30 \cdot t} \text{ кгм,}$$

где M_j — момент, который должен быть приложен для разгона двигателя до n_{\min} в течение времени t , принимаемого нами для запаса специально заниженным и равным 3 сек.; J — момент инерции вращающихся частей, приведенный к оси коленчатого вала.

Для дизеля М-17 $J = 0,95 \text{ кгм/сек}^2$; для дизеля М-10 НАТИ $J = 0,312 \text{ кгм/сек}^2$.

Принимая для подсчетов среднюю величину $J = 0,6 \text{ кгм/сек}^2$ и n_{\min} равным 200 об/мин, получаем

$$M_j = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot 200}{30 \cdot 3} = 4,2 \text{ кгм,}$$

$$M_j + M_k = 4,2 + 9,6 = 13,8 \text{ кгм;}$$

или, приведя к среднему давлению,

$$p_{j+k} = \frac{1,25 \cdot 13,8}{9} = 1,9 \text{ кг/см}^2.$$

Полученное значение этой величины и кратковременное действие ее, в основном в течение первого оборота, когда скорость вращения еще не велика, указывают на то, что необходимая мощность пускового устройства главным образом определяется работой на преодоление сопротивления, характеризуемой величиной максимального давления трения при пуске $p_{T \max}$.

Пользуясь предлагаемой эмпирической зависимостью сопротивления трения от вязкости масла, можно определить числа оборотов, которые может сообщить пусковое устройство данному конкретному двигателю при различном тепловом состоянии последнего.

Для иллюстрации и проверки предлагаемой эмпирической формулы автором использованы результаты опытов по пуску дизелей ЗИС-Д7 [12].

Применявшееся при испытании масло — стандартное зимнее дизельное с вязкостью $E_{20} = 68,8$; $E_{50} = 9,31$ и $E_{100} = 1,9$. Передаточное число от электростартера к двигателю $\varphi = 149:13$.

На фиг. 22 нанесена кривая крутящего момента электростартера, приведенного к валу двигателя $M_{np} = f(n_{ст})$, перестроенная нами по характеристике электростартера, пользуясь зависимостью $M_{np} = M_{ст} \cdot \varphi \cdot \eta_{ст}$, где $n_{ст}$ — число оборотов стартера.

Коэффициент полезного действия передачи принят $\eta_{ст} = 0,85$.

Кроме того, построена кривая максимального давления трения $p_{T \max} = f(t)$, определенная расчетным путем по формуле $p_{T \max} = \sqrt[3]{E}$ с учетом температурной зависимости вязкости масла. Эта кривая на диаграмме нанесена в таком масштабе, чтобы ординаты ее одновременно давали значения среднего давления по правой шкале и момента — по левой.

Пользуясь кривыми $p_{T \max} = f(t)$ и $M_{np} = f(n_{ст})$, можно определить числа оборотов, до которых может быть раскручен дизель ЗИС-Д7 электростартером при различном тепловом состоянии. Так, например, при $t = -10^\circ \text{C}$ горизонталь, проведенная из соответствующей точки кривой $p_{T \max}$ до пересечения с кривой M_{np} и опущенная затем вертикаль определяют число оборотов, развиваемое электростартером, и равное в данном случае $n_{ст} = 1880$ об/мин, откуда соответствующее число оборотов двигателя

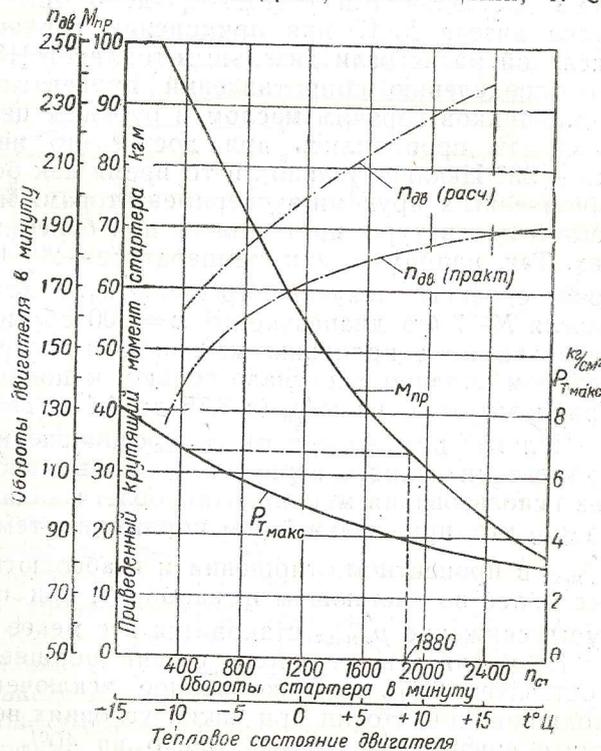
$$n_{дв(расч)} = \frac{n_{ст}}{\varphi} = \frac{1800 \cdot 13}{149} = 163 \text{ об/мин.}$$

Аналогичным путем определяются другие точки и строится кривая $n_{дв(расч)} = f(t)$.

Сравнение с кривой $n_{дв(практ)}$, определенной практически на дизеле № 3, показывает некоторые отклонения, а именно: при $t = -10^\circ$, $n_{дв(расч)} = 163$ об/мин, а $n_{дв(практ)} = 138$ об/мин, при $t = +10^\circ$ $n_{дв(расч)} = 227$ об/мин, а $n_{дв(практ)} = 185$ об/мин, т. е. расхождение в пределах $15 \div 18\%$.

Следует отметить, что при расчете не учитывалось влияния остывания аккумуляторной батареи на ее мощность и что характеристика электростартера, примененная в отчете, представляется нам слегка завышенной; кроме того, пусковые качества рассмотренного экземпляра дизеля ЗИС-Д7 оказались не из лучших по сравнению с другими, что объясняется различной степенью приработки двигателя.

Учитывая эти факторы, можно сказать, что произведенное сравнение подтверждает применимость предлагаемой формулы зависимости максимального давления трения при пуске $p_{T \max}$ и наглядно показывает значение и возможность ее практического использования.



Фиг. 22. Сравнение скорости провертывания дизеля ЗИС-Д7 при пуске электростартером, развиваемой практически и подсчитанной расчетным путем (в зависимости от теплового состояния).

Для правильного выбора наиболее эффективных мероприятий по облегчению пуска двигателей важно знать распределение трения в механизмах двигателя, поскольку (как было выяснено) величина сопротивления трению в значительной степени предопределяет размеры пусковых устройств и надежность запуска. До сих пор считалось установленным фактом, что трение в поршневой группе играет доминирующую роль в сопротивлении проворачиванию двигателя, причем эта доля трения оценивалась величиной 60—65%. Эти соображения основываются на опытах, которые проводились при сравнительно высоких температурах и в этих условиях являются безусловно правильными.

Однако с понижением температуры (ниже нулевой), по наблюдениям автора, этот закон все более нарушается и до такой степени, что речь уже должна идти о преобладающей доле трения подшипников при пуске при низких температурах, с вытекающими отсюда выводами.

Высказанное положение было автором установлено отдельными наблюдениями и подтверждено опытами по облегчению пуска дизеля М-17 при применении варианта по заполнению масляной магистрали дизельным топливом [13], а также опытами по определению сопротивлений проворачиванию при прогреве подшипников горячим маслом и рубашек цилиндров.

Опыты проводились при достаточно низких температурах (до -33°C включительно), в то время как большинство опытов, выполненных другими экспериментаторами и описанных в технической литературе, проводилось при более высоких температурах. Так, например, при температуре -20°C максимальное значение среднего давления трения $p_{T \text{ макс}}$ декомпрессированного дизеля М-17 (на диапазоне до $n = 200$ об/мин) при применении варианта по заполнению масляной магистрали топливом, при котором топливо поступало только к подшипникам, снижалось приблизительно на 50% (с 8,75 до 4,4 кг/см²).

Пологий подъем кривой $p_{T \text{ макс}}$ с понижением температуры при применении данного варианта и чрезвычайно крутой для случая без использования мероприятий, облегчающих запуск, указывает на то, что при дальнейшем понижении температуры снижение $p_{T \text{ макс}}$ в процентном отношении и в абсолютных величинах будет все более возрастающим и, наоборот, при повышении температуры снижение $p_{T \text{ макс}}$ становится все менее заметным.

Если считать, что доля трения поршней в общем трении составляет 60%, то даже полное исключение влияния трения подшипников, что ни при каких условиях не может быть достигнуто, снизило бы трение только на 40%. В действительности наличие дизельного топлива в зазорах между подшипниками резко снижает трение, приходящееся на долю подшипников, но полностью исключить его не может. Следовательно, преобладающая роль поршней в общем трении при пуске имеет место лишь до известных пределов температур (порядка нулевых), а при отрицательных температурах на величину тре-

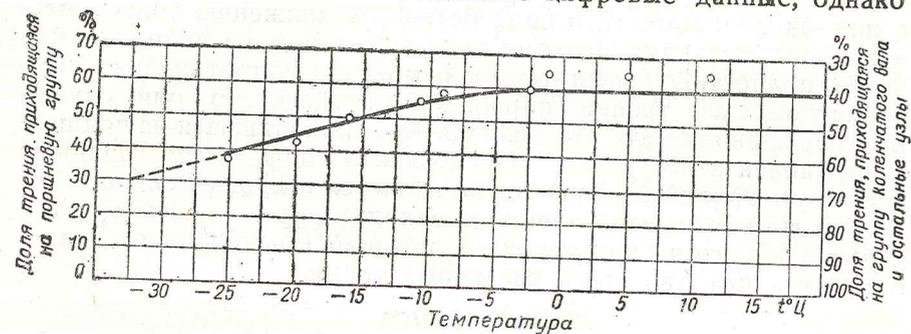
ния все больше сказывается влияние трения в подшипниках.

Обоснованием этого явления может быть стекание горячего масла со стенок цилиндра при остановке дизеля и попадание некоторого количества дизельного топлива, поступающего в цилиндры двигателя, на стенки цилиндра и разжижающего смазку.

С понижением температуры разница между вязкостями топлива и масла все более увеличивается, в результате чего топливо, попадающее на стенки цилиндра в момент остановки дизеля, начинает оказывать влияние на распределение трения, проявляемое при пуске.

Поэтому во время пуска дизелей при низких температурах все сильнее чувствуется трение, приходящееся на кривошипный механизм, причем чем выше вязкость и ниже индекс вязкости применяемого масла, тем сильнее будет это влияние.

Отсутствие опытных данных по ряду двигателей не позволяет указать законченные и обобщенные цифровые данные, однако



Фиг. 23. Распределение трения в механизмах дизеля М-17 в зависимости от температуры.

сделана попытка путем подсчетов представить относительную картину распределения трения в механизмах дизеля в зависимости от температуры.

Метод подсчета базировался на сравнении экспериментальных величин давления трения дизеля М-17 при работе на дизельном масле и при применении варианта по заполнению масляной магистрали (точнее подшипников) дизельным топливом. Кроме того, при подсчете определялись предполагаемые значения максимального давления трения при применении в качестве смазки только дизельного топлива, полученные расчетным путем по установленной выше эмпирической формуле.

Полученные результаты нанесены в виде кривой на фиг. 23. Они дают основание утверждать, что при низких температурах трение в подшипниках коленчатого вала, но не в поршнях, имеют решающее значение. Сами по себе цифровые данные (полученные на одном лишь двигателе и не в результате специального изучения распределения трения в механизмах двигателя при низких температурах) не могут претендовать на

абсолютную точность, тем более если учесть, что в технической литературе этот вопрос в таком разрезе ставится впервые. Однако есть основание считать, что данные не являются преувеличенными в отношении доли трения, приходящейся на подшипники коленчатого вала.

Подтверждением сказанного являются также установленные в результате проведенных опытов:

а) незначительное снижение среднего давления трения дизеля М-17 при прогреве рубашек цилиндров при низких температурах атмосферы;

б) значительное снижение сопротивлений провертыванию при нагреве подшипников горячим маслом.

Наличие, по условиям опытов, в поддоне дизеля горячего масла (при температуре от $+70$ до $+80^\circ \text{C}$) и возможность попадания этого масла после обтекания вкладышей коренных подшипников по маслоотводящим отогнутым трубкам на шатунные подшипники и частично также на гильзы цилиндров перед стеканием в поддон дополнительно способствовали снижению сопротивления провертыванию. Поэтому хотя эти опыты не дали возможности полностью выделить долю момента сопротивления, приходящуюся на трение поршневой группы, но они служат подтверждением того, что доля трения, приходящаяся на подшипники коленчатого вала, определяемая цифровыми данными справа по кривой на фиг. 23, не является преувеличенной.

Опыты в этом направлении необходимо продолжить с целью дальнейших уточнений исходных позиций и накопления данных, охватывающих двигатели различных типов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фомин В. И. и Кокорев И. А., Исследование трения легкого двигателя, „Труды НАТИ“ вып. 15, 1931.
2. Хвощев И. С., Исследование пусковых свойств быстроходных дизелей, ОНТИ, 1938.
3. Лозарь А. С., Исследование запуска автомобильных дизелей, разд. 6 книги „Опыт эксплуатации автомобильных дизелей“ под ред. Боброва Н. Н., ОНТИ, 1937.
4. Лихачев М. М. и Галкин Ю. М., Исследование работы стартеров МАФ и МЛ фирмы „Авто-Лайт“ на двигателе Геркулес WXB 65 л. с., „Известия НАТИ“ № 1—2, 1932.
5. Fiebelkorn H., Das Verhalten der Fahrzeug-Dieselmotoren bei Kälte, Motor, Heft 5, 1939.
6. Triebnigg., Der Leistungsaufwand beim Anlassen von Verbrennungskraftmaschinen, ATZ, Heft 7, 1937.
7. Wilkin R. E., Oak P. T. and Barnard D. P. SAE J., vol. 22, Febr. 1928.
8. Barrington R. and Lutwiche J. L., Proceedings of General Discussion on Lubrication, Inst. of mechanical Engineers, vol. 1, London, Oct. 1937.
9. Галкин Ю. М., Авто-тракторное электрооборудование, Машгиз, 1942.
10. Пестов Н., Редуктор пускового мотора трактора Сталинец-65, „Авто-бронетанковый журнал“ № 3, 1939.
11. Калиш Г. Г., Лозарь А. С. и Хвощев И. С., Инерционные стартеры для быстроходных дизельмоторов, „Известия НАТИ“ № 1 и 2, 1935.
12. Автозавод им. Сталина, Отчет о запуске дизелей ЗИС-Д7 при низких температурах, 1939 — 1940.
13. Нагаев П. В. и Минкин М. Л., Экспериментальные работы по пуску дизельмотора М-17 ЧТЗ, „Труды НАТИ“ вып. 40, 1941

Н. Ф. ВЕРЖБИЦКИЙ
старший научный сотрудник

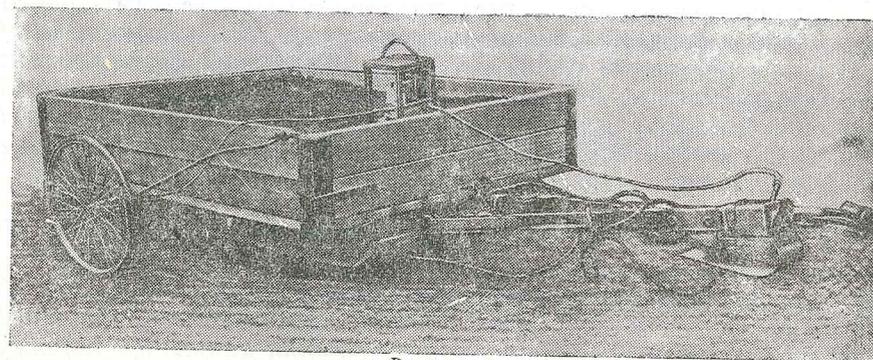
ДИНАМОМЕТРИЧЕСКИЕ ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ ТЯГОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТРАКТОРОВ

В статье приводится теория прицепных динамометрических тележек, анализ современных конструкций, методика выбора основных параметров тормозных механизмов, применяемых на тележках.

Статья служит руководящим материалом при выборе и конструировании современных динамометрических тележек.

1. Целевое назначение и классификация

Для загрузки тракторов при снятии тяговых характеристик применяются различные прицепные агрегаты. При динамометри-



Фиг. 1. Сани для загрузки тракторов при испытаниях.

ровании сельскохозяйственных тракторов в условиях рядовой работы загрузка их производится при помощи плугов или дисковых борон, при пробеговых испытаниях тягачей — путем прицепки груженых повозок или саней (фиг. 1). Применение такого рода загрузочных агрегатов вызывает много неудобств, связанных с трудностями регулирования величины загрузки, с невозможностью динамометрирования на больших скоростях,

с необходимостью иметь значительное количество обслуживающего персонала и т. д. При работе трактора с плугами величина загрузки устанавливается подбором необходимого числа плужных корпусов и глубины пахоты. Переменное сопротивление грунта усложняет регулировку загрузки.

При динамометрировании быстроходных тракторов в дорожных условиях неудобства, связанные с регулировкой загрузки, состоящей из ряда груженых повозок, естественно, еще более возрастают, так что до самого последнего времени снятие тяговых характеристик на выших скоростях у тягачей не производилось вовсе. Чтобы избежать этих неудобств при динамометрировании, применяют специальные прицепные агрегаты, снабженные измерительными и регистрирующими приборами и оборудованные тормозными механизмами, позволяющими легко и точно регулировать загрузку испытуемых тракторов. Эти прицепные агрегаты, называемые динамометрическими тележками (в дальнейшем изложении обозначены сокращенно ДТ), за последние годы получили широкое применение во многих исследовательских организациях.

В СССР впервые динамометрическая тележка была изготовлена в 1929 г. в Научном авто-тракторном институте (б. НАМИ) в Москве. Изготовленная там же быстроходная ДТ обеспечила в 1940 г. впервые в Советском Союзе снятие тяговых характеристик транспортных тракторов на больших скоростях.

ДТ бывают колесные, гусеничные или колесно-гусеничные в зависимости от объектов и характера проводимых испытаний. Колесные ДТ, изготовленные на шасси колесных тракторов, обычно применяют для испытания сельскохозяйственных тракторов малой и средней мощности, гусеничные ДТ — для испытаний тракторов большой мощности. Для испытания быстроходных тягачей применяют ДТ, изготовленные на шасси грузовых автомобилей. Тележки могут быть самопередвигающимися, для чего в их трансмиссии сохраняются двигатели внутреннего сгорания, которые могут быть использованы также в качестве тормоза.

В зависимости от конструкции тормозного механизма ДТ бывают: а) с механическим торможением, б) гидравлическим, в) воздушным и г) электрическим. Для специальных целей ДТ изготавливаются иногда с механизмами торможения, поддерживающими постоянной величину сопротивления движению тележки.

Теория динамометрических тележек

Для возможности загрузки трактора при помощи динамометрической тележки необходимо, чтобы тормозное сопротивление $P_{т \max}$, оказываемое тележкой, было больше максимального тягового усилия $P_{кр \max}$, развиваемого на крюке данного трактором, т. е.

$$P_{т \max} \geq P_{кр \max}.$$

Мощность, поглощаемая ДТ при перемещении ее со скоростью v_t км/час, называемая тормозной мощностью тележки, равна

$$N_m = \frac{P_m \cdot v_t}{270}. \quad (1)$$

Эта мощность распределяется:

1) На преодоление сопротивления перекачиванию ДТ, вызываемого деформацией грунта в вертикальном направлении:

$$N_f = \frac{P_f \cdot v_t}{270}, \quad (2)$$

где

$$P_f = G \cdot f, \quad (3)$$

P_f — сила сопротивления перекачиванию тележки;
 G — вес тележки в рабочем состоянии;
 f — коэффициент перекачивания.

Затрата мощности на перекачивание ДТ может быть выражена при помощи к. п. д. η_f , учитывающего потери на перекачивание.

$$N_f = (1 - \eta_f) \cdot N_m, \quad (4)$$

$$\eta_f = \frac{P_m - P_f}{P_m} = \frac{P_k}{P_m}, \quad (5)$$

где P_k — касательная сила на ведущих ходовых органах ДТ, передаваемая при помощи трансмиссии тормозному механизму тележки.

2) На преодоление сопротивления проскальзыванию ведущих ходовых органов, т. е. на трение и деформацию грунта в горизонтальном направлении, сопровождаемые уменьшением окружной скорости ведущих органов:

$$N_\sigma = (1 - \eta_\sigma) (N_m - N_f) = \eta_f (1 - \eta_\sigma) \cdot N_m, \quad (6)$$

где

$$\eta_\sigma = \frac{v_k}{v_t} \quad (7)$$

есть к. п. д., учитывающий потери на проскальзывание.

3) На мощность, подводимую к ведущим ходовым органам ДТ,

$$N_k = N_m - (N_f + N_\sigma) = \eta_f \cdot \eta_\sigma \cdot N_m = \frac{P_k \cdot v_k}{270}. \quad (8)$$

Использование мощности ведущими органами возможно благодаря сцеплению их с грунтом.

Коэффициент φ , характеризующий сцепление ведущих ходовых органов ДТ, представляет отношение максимальной горизонтальной реакции грунта на ведущих органах $P_{s \max}$ к реакции грунта на ведущие органы, нормальной к поверхности грунта P_{n2} , и называется коэффициентом сцепления:

$$\varphi = \frac{P_{s \max}}{P_{n2}} = \frac{P_{k \max} + P_{f2}}{P_{n2}}, \quad (9)$$

где P_{f_2} — сопротивление перекачиванию ведущих органов тележки;

$$P_{f_2} = P_{n_2} \cdot f_2. \quad (9)$$

f_2 — коэффициент перекачивания ведущих органов тележки.

Коэффициент φ_k , характеризующий использование сцепления ведущих ходовых органов ДТ с грунтом для передачи в трансмиссию мощности N_k , представляет отношение максимальной касательной силы на ведущих органах $P_{k \max}$, обеспечиваемой сцеплением с грунтом, к соответствующей реакции грунта P_{n_2} , нормальной к поверхности грунта, и называется коэффициентом использования сцепления:

$$\varphi_k = \frac{P_{k \max}}{P_{n_2}}. \quad (10)$$

4) На перематывание гусеницы (если ходовые органы тележки — гусеница):

$$N_z = N_k (1 - \eta_z), \quad (11)$$

где η_z — механический к. п. д. гусениц.

5) На механические потери в трансмиссии ДТ:

$$N_{mp} = N_k \cdot \eta_r \cdot (1 - \eta_{mp}), \quad (12)$$

где η_{mp} — механический к. п. д. трансмиссии.

$$\eta_{mp} = 1 - \frac{N_{mp}}{N_k \eta_r}.$$

6) На преодоление вредных сопротивлений в тормозном механизме ДТ:

$$N_r = \eta_z \cdot \eta_{mp} (1 - \eta_r) \cdot N_k, \quad (13)$$

где η_r — к. п. д. тормозного механизма.

$$\eta_r = 1 - \frac{N_r}{N_k \cdot \eta_z \cdot \eta_{mp}}.$$

7) На мощность, используемую непосредственно в тормозном механизме при торможении испытуемого трактора:

$$N_e = N_k - (N_z + N_{mp} + N_r) = \eta_z \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_r \cdot N_k. \quad (14)$$

Оценивая все механические потери в тележке одним общим коэффициентом

получим:

$$\eta_{mex} = \eta_z \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_r, \quad (15)$$

$$N_e = \eta_{mex} \cdot N_k. \quad (16)$$

Для более полного использования ДТ при снятии тяговых характеристик тракторов необходимо, чтобы величина мощности N_e , непосредственно используемой в тормозном механизме, по сравнению с тормозной мощностью тележки N_m была, по возможности, большая, так как благодаря этому увеличиваются пределы использования ДТ для определения большего числа отдельных точек тяговой характеристики.

Отношение максимальной мощности N_e , используемой непосредственно в тормозном механизме, к тормозной мощности N_m , называем коэффициентом использования тележки:

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_m} = \eta_f \cdot \eta_b \cdot \eta_{mex}. \quad (17)$$

Для сравнительной оценки ДТ разных конструкций целесообразно принять еще один коэффициент, представляющий отношение максимальной величины тормозного сопротивления тележки $P_{m \max}$ к полному рабочему весу тележки G , и называемый коэффициентом суммарного тормозного сопротивления

$$f_0 = \frac{P_{m \max}}{G}. \quad (18)$$

Это отношение можно рассматривать как коэффициент, характеризующий использование веса для получения тормозного сопротивления ДТ. Упомянутый нами выше [уравнение (3)]

коэффициент перекачивания тележки $f = \frac{P_f}{G}$ представляет тот же коэффициент тормозного сопротивления ДТ только за счет перекачивания (трансмиссия и тормозной механизм выключены). В этом случае P_f представляет минимальную величину тормозного сопротивления, развиваемого ДТ в данных условиях работы.

В соответствии с изложенным можно выразить коэффициент использования ДТ:

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{N_e}{N_m} = \eta_{mex} \cdot \frac{N_k}{N_m} = \eta_{mex} \cdot \frac{P_k \cdot v_k}{P_m \cdot v_r} = \eta_{mex} \cdot \eta_b \cdot \frac{P_m - P_f}{P_m} = \\ &= \eta_b \cdot \eta_{mex} \left(1 - \frac{f}{f_0}\right), \end{aligned} \quad (17')$$

т. е. коэффициент использования ДТ будет тем больше, чем больше механический к. п. д. трансмиссии и тормозного механизма, чем лучше сцепление с грунтом, чем меньше сопротивление перекачиванию тележки и чем больше коэффициент суммарного тормозного сопротивления (т. е. чем больше коэффициент сцепления и сцепной вес тележки).

Для гусеничной ДТ при работе ее на ровном месте величина нормальной реакции грунта на гусеницы равняется рабочему весу G тележки. Для тележек с отдельными направляющими и ведущими органами величина нормальной реакции грунта на ведущие ходовые органы не равна весу тележки, приходящемуся на ходовые органы в статическом положении. Под влиянием внешних сил, действующих на ДТ при торможении, происходит как бы перераспределение веса тележки между передними и задними ходовыми органами, причем передние догружаются, а задние на ту же величину разгружаются. Чтобы использовать это свойство прицепов для увеличения передаваемого тормозного момента, часто делают передние колеса тележки ведущими.

Не трудно видеть, что при работе ДТ нормальная реакция грунта на передние направляющие колеса увеличивается, а на задние ведущие — уменьшается с увеличением касательной силы P_k , т. е. с увеличением загрузки тормозного механизма тележки.

На величину нормальной реакции оказывает влияние высота расположения точки прицепа (точки приложения силы P_m) относительно оси задних ведущих колес. При расположении точки прицепа ниже оси нормальная реакция, как видно, уменьшается ($r_2 - h$), и при расположении выше оси задних колес реакция увеличивается ($r_2 + h$).

Максимальное значение касательной силы на ведущих колесах при данных условиях работы определяется коэффициентом использования сцепления с грунтом:

$$P_{k \max} = \varphi_k \cdot P_{n_2} \quad (10)$$

При реализации на ведущих колесах максимальной касательной силы $P_{k \max}$, возможной по сцеплению с грунтом, величину нормальной реакции грунта на переднее колесо можно определить из уравнений (30), (10) и (28), решая которые относительно $P_{n_1 \varphi}$, получим:

$$P_{n_1 \varphi} = G \frac{(a - fh) + \varphi_k (r_2 - h)}{(L - f_1 \cdot x) + \varphi_k (r_2 - h)} \quad (31)$$

и

$$P_{n_2 \varphi} = G - P_{n_1 \varphi} = G \frac{(L - f_1 \cdot x) - (a - fh)}{(L - f_1 \cdot x) + \varphi_k (r_2 - h)} \quad (32)$$

Коэффициент, характеризующий изменение нагрузки на ведущие колеса при данных условиях работы, определяется:

$$\lambda = \frac{P_{n_2 \varphi}}{G} = \frac{(L - f_1 \cdot x) - (a - fh)}{(L - f_1 \cdot x) + \varphi_k (r_2 - h)} \quad (33)$$

Для гусеничных ДТ коэффициент $\lambda = 1$.

Максимальное значение силы тормозного сопротивления ДТ, возможной по сцеплению с грунтом при данных условиях работы, определяется при помощи уравнений (29) и (10):

$$P_{m \max (\varphi)} = G \cdot f + P_{k \max} = G (f + \varphi_k \cdot \lambda) \quad (34)$$

Подставляя уравнение (34) в уравнение (18), найдем выражение для коэффициента суммарного тормозного сопротивления ДТ:

$$f_0 = f + \varphi_k \cdot \lambda.$$

Для гусеничных ДТ максимальное значение силы тормозного сопротивления определится при помощи уравнений (8) и (18):

$$P_{m \max} = P_{s \max} = \varphi \cdot P_{n_2} = \varphi \cdot G = f_0 \cdot G, \quad (34')$$

т. е. для гусеничных ДТ коэффициент тормозного сопротивления равен коэффициенту сцепления

$$f_0 = \varphi. \quad (35)$$

Для оценки величин приведенных выше коэффициентов можно воспользоваться величинами аналогичных коэффициентов для тракторов и автомобилей. Для колесных ДТ, шасси которых представляют грузовые автомобили с двумя задними ведущими осями, можно принимать следующие значения коэффициентов перекатывания f и сцепления φ в зависимости от характера грунта (по данным английского военного ведомства) [1].

Характеристика грунта	Коэффициент перекатывания f
Хорошее шоссе	0,020
Глинистый грунт, поросший травой	0,050
Влажный глинистый грунт, поросший травой	0,150
Сухой рыхлый песок толщиной 20 см	0,248

Значения коэффициентов сцепления φ :

Песчаная неровная дорога	$\varphi = 0,6$
Сухая гладкая дорога	$\varphi = 0,3$
Мокрая гладкая дорога	$\varphi = 0,2$

Для гусеничных ДТ, использующих шасси тракторов с эластичной подвеской и литые гусеницы с высотой шпору 45—50 мм (гусеница СТЗ-НАТИ 1ТА) значения коэффициента сцепления, по данным экспериментов, проведенных в НАТИ, приводятся в таблице:

Характеристика грунта	Коэффициент сцепления φ
Долголетняя травяная залежь	0,78
Стерня из-под озимой пшеницы	0,80
Пахота свежая	1,00
Грунтовая дорога, очень плотная (деревенская улица)	0,81

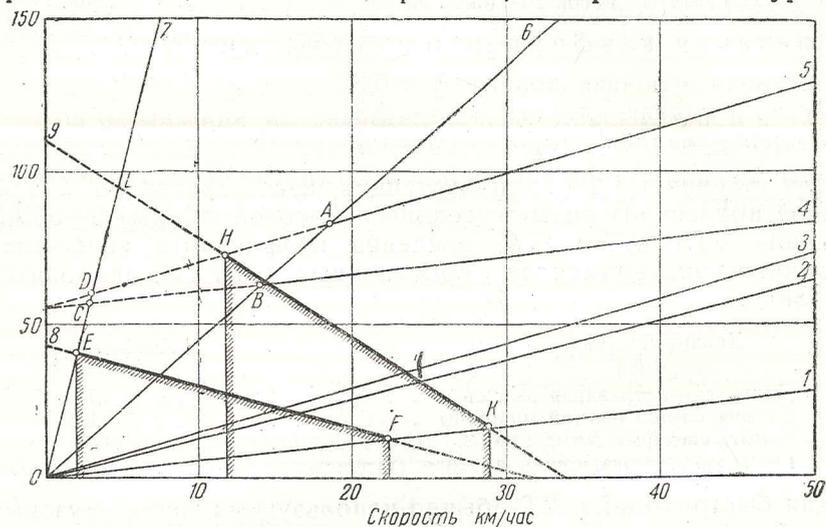
Для быстроходных ДТ обычно используются шасси грузовых автомобилей с одной или двумя ведущими осями.

Для увеличения сцепления с грунтом ведущих колес ДТ применяют специальные шпору или цепи „вездеходного“ типа. Кроме того, для увеличения сцепного веса тележки используют дополнительную нагрузку грузовой платформы. При наличии незначительных по величине сил тяги на крюке, что мы имеем при динамометрировании быстроходных тягачей, необходимо применять ДТ с небольшими сопротивлениями перекатыванию и высоким коэффициентом использования. Для этих целей предназначены ДТ, в трансмиссии которых имеется двигатель внутреннего сгорания, благодаря чему они могут передвигаться самостоятельно, вне зависимости от тяги трактора. Такие тележки имеют возможность создавать любое, незначительное по величине, тормозное сопротивление на крюке трактора [2]. Обычный тормозной механизм в трансмиссии этих тележек служит для точной загрузки и регулировки тормозного сопротивления в процессе испытания.

Когда тормозного сопротивления одной тележки оказывается недостаточно для загрузки трактора, применяют в сцепке с ДТ

несколько прицепов большого веса. В таких случаях ДТ используют только для точной настройки тормозного сопротивления. При переходе с одной скорости движения на другую, более высокую, отцепляют необходимое количество прицепных повозок. ДТ при этом прицепляют непосредственно за испытуемым трактором [3].

В качестве примера рассмотрим диаграмму использования ДТ, изготовленной на шасси трехосного грузового автомобиля весом 3000 кг с гидравлическим тормозным механизмом (фиг. 3). Прочность трансмиссии и тормозного механизма обеспечивает передачу мощности $N_k = 55$ л. с. По оси абсцисс отложены значения скорости движения в км/час, по оси ординат — значение тормозной мощности в л. с. Кривая 1, построенная по уравне-



Фиг. 3. Диаграмма для определения использования тележки.

нию (2), показывает изменение величины мощности N_f , затрачиваемой на перекачивание тележки при коэффициенте перекачивания $f = 0,05$ в зависимости от скорости движения. Эта кривая представляет минимальные значения тормозной мощности для данной ДТ при движении в указанных условиях. Кривая 2 показывает изменение мощности той же тележки с дополнительной нагрузкой на платформе в 4000 кг при коэффициенте перекачивания $f = 0,05$. Кривая 3 показывает изменение мощности N_f без груза на платформе, но с дополнительной прицепкой весом 5000 кг при том же коэффициенте перекачивания $f = 0,05$. Кривая 4, построенная по уравнениям (1) и (34), показывает изменение тормозной мощности ДТ без груза на платформе при коэффициенте перекачивания $f = 0,05$, с полностью загруженным тормозным механизмом, мощностью N_e , с учетом механического к.п.д. тележки и тормозного механизма (в данном случае шестеренчатого насоса, регулировочного клапана и гидравлической системы).

Таким образом, кривая 4 представляет верхний предел, а кривая 1 — нижний предел значений N_m тормозной мощности тележки для одних и тех же условий работы. Заключенная между этими кривыми область представляет тормозную мощность, которая может быть использована при снятии тяговых характеристик при условии обеспечения необходимого сцепления с грунтом. Пределы этой мощности для тележки могут быть расширены применением дополнительных груженых прицепов.

Кривая 5 показывает увеличение тормозной мощности этой же тележки за счет дополнительной прицепки — повозки весом 5000 кг, при тех же условиях работы с включенным тормозным механизмом.

Мощность тормозной установки на ДТ может быть использована только при условии обеспечения необходимого сцепления с грунтом ведущих колес.

Кривая 6, построенная на основании уравнений (7'), (8) и (10), показывает изменение тормозной мощности ДТ при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,6$, $P_{n2} = 2000$ (т. е. $\lambda = 0,66$). Пересечение кривой 6 с кривыми 4 и 5 в точках А и В указывает на ограничение возможности использования мощности тормозного механизма на скоростях движения, меньших 14 км/час (точка В), благодаря достаточному сцепному весу и коэффициенту сцепления.

Увеличивая сцепной вес тележки до 6000 кг при помощи дополнительного груза 4000 кг на платформе и повышая сцепные качества тележки применением гусеничной цепи ($\varphi = 0,8$), можно значительно повысить использование тележки (кривая 7). Пересечение кривой 7 с кривыми 4 и 5 в точках С и D указывает на расширение пределов использования ДТ на скоростях до 3 км/час. На этой же диаграмме показано, в какой мере данная ДТ обеспечивает торможение того или иного трактора. Так, например, кривая 8 дает зависимость от скорости движения полезной крюковой мощности гусеничного трактора с двигателем мощностью 52 л. с., весом 5000 кг, при коэффициенте перекачивания $f = 0,06$. Применение этой тележки для торможения данного трактора ограничивается в пределах, указываемых пересечением кривой 8 с кривой 1 в точке F и с кривой 7 в точке E. Точка F соответствует тяге на крюке трактора при $v = 22$ км/час, равной сопротивлению перекачивания ДТ. Точка E соответствует тяге трактора при $v = 4$ км/час, равной тормозному сопротивлению тележки с дополнительной нагрузкой на платформе.

Кривая 9 показывает зависимость изменения мощности на крюке другого гусеничного трактора с двигателем мощностью 135 л. с., весом 12 т, при коэффициенте перекачивания $f = 0,06$.

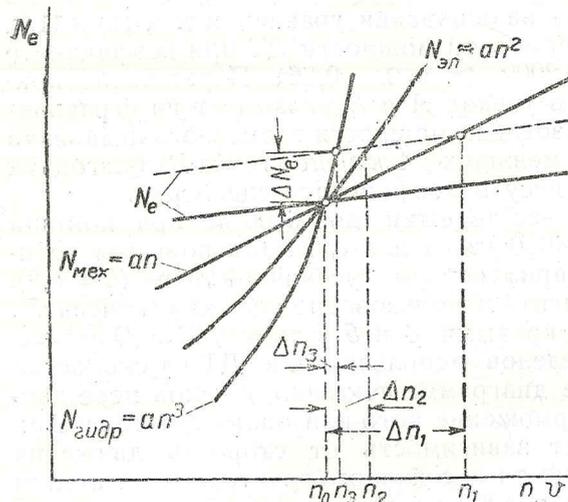
Пересечение с кривой 1 в точке К определяет наибольшую скорость движения: 29 км/час, при которой ограничивается возможность применения данной тележки. Пересечением с кривой 7 в точке L не определяется минимальная скорость движения. Возможность применения тележки будет ограничиваться в данном случае использованием максимальной тормозной мощности ДТ (пересечение кривых 9 и 5 в точке Н при $v = 11,7$ км/час).

При необходимости динамометрирования на более низких скоростях надо применять дополнительно к ДТ прицепные груженные повозки или иметь на тележке более мощный тормозной механизм, если это обеспечивается прочностью трансмиссии ДТ.

Анализ работы основных механизмов ДТ

Основными специфическими механизмами ДТ являются механизм торможения, измерительные и регистрирующие приборы; механизм поворота.

Тормозные механизмы. Для поглощения тяговой мощности на тележках применяются следующие виды тормозов: 1) механические тормоза трения, 2) гидравлические, 3) воздушные и 4) электрические.



Фиг. 4. Характеристика тормозных механизмов.

им значения скорости передвижения ДТ. Сплошной жирной линией показана мощность N_e , подводимая к тормозному механизму тележки при динамометрировании трактора в зависимости от скорости передвижения. Тонкими линиями обозначены мощности, поглощаемые различными тормозами в зависимости от числа оборотов при определенной регулировке.

При установившемся режиме работы трактора крюковая мощность за вычетом потерь должна равняться мощности тормоза. При несоблюдении этого условия в системе трактора — ДТ равновесие не установится, и вся система будет работать с переменной скоростью. Не трудно видеть, что

1) характеристика механического тормоза трения прямолинейна, т. е. мощность изменяется примерно пропорционально числу оборотов, т. е.

$$N_{\text{мех}} = an;$$

2) характеристика гидравлического тормоза приближается к кубической параболе, т. е. мощность изменяется примерно пропорционально кубу числа оборотов:

$$N_{\text{гидр}} = an^3;$$

3) характеристика воздушного тормоза имеет такую же зависимость, как гидравлический тормоз;

4) характеристика электрического тормоза приближается к параболе, т. е. мощность изменяется пропорционально квадрату числа оборотов:

$$N_{\text{эл}} = an^2.$$

Для удобства торможения тормозной механизм должен обладать свойством автоматичности регулировки, т. е. в случае изменения величины тяговой мощности трактора в ту или другую сторону тормоз должен соответственно изменить свою мощность при незначительном по возможности изменении оборотов. Устойчивой работой тормоза считается такая работа, когда он автоматически поддерживает постоянным число оборотов на данной передаче, почти не нуждаясь в регулировке. Так, например, с увеличением тяговой мощности трактора мощность, поглощаемая механическим тормозом, растет пропорционально первой степени числу оборотов, и новое число оборотов тормоза n_1 будет значительно отличаться от установленного вначале n_0 . В этих условиях тормоз работает неустойчиво и требует непрерывной регулировки.

Если применим в этом случае электрический тормоз, то мощность, поглощаемая им, растет пропорционально квадрату числа оборотов, характеристика тормоза протекает значительно круче, вследствие чего случайное изменение тяговой мощности на крюке вызовет значительно меньшее изменение числа оборотов Δn_2 по сравнению с механическим тормозом. Электрический тормоз обладает свойством автоматической регулировки при случайных колебаниях тормозной нагрузки. Характеристика гидравлического тормоза пересекает тяговую характеристику трактора под углом большим, чем в первых двух случаях, вследствие чего случайное изменение мощности на крюке на ту же величину вызовет совершенно незначительное изменение числа оборотов Δn_3 . Гидравлические тормоза автоматически поддерживают постоянное число оборотов и почти не требуют регулировки.

1. Механические тормоза. К этому виду тормозов относятся тормоза Прони, ленточные, колодочные и т. п., имеющие широкое применение в технике. В ДТ этот вид тормозов, несмотря на исключительную простоту конструкции, в настоящее время почти не применяется вследствие неустойчивой работы тормоза благодаря переменной величине коэффициента трения. Имеются конструкции механических тормозов с автоматической регулировкой момента трения [4]. Механические тормоза тре-

буют надежного охлаждения для поддержания определенного температурного режима.

2. Воздушные тормоза. К ним относятся мулинетки Ренара, Уокера, вентиляторы Сирокко и т. п. Поглощаемая тормозом мощность пропорциональна кубу числа оборотов. Изменение тормозной мощности вызывает сравнительно незначительное изменение числа оборотов тормоза. Это обеспечивает устойчивую работу тормоза. Несмотря на положительную характеристику и независимость действия от климатических условий, этот вид тормозов в ДТ не получил распространения. К недостаткам их работы в передвижных установках надо отнести сильный шум, неприятно действующий на обслуживающий персонал, поднимаемую во время работы в поле пыль, сложность механизма для регулировки нагрузки во время работы, высокую оборотность.

3. Гидравлические тормоза. К этому виду тормозов относятся масляные, центробежные и шестеренчатые, насосы с дросселирующими клапанами или вентилями. Они широко применяются в ДТ благодаря простоте конструкции, устойчивости в работе и возможности применения стандартных насосов и аппаратуры. Гидравлические тормоза системы Фруда, Круппа, Юнкерса и им подобные для передвижных испытательных установок обычно не применяются вследствие сложности и громоздкости гидравлической системы этих тормозов. К общим недостаткам гидравлических тормозов, применяемых в нестационарных условиях, надо отнести их чувствительность к температурным условиям, необходимость довольно громоздкой системы охлаждения.

4. Электрические тормоза. Этот вид тормозов применяется для ДТ в виде генераторов постоянного тока, поглощаемого реостатами сопротивления. Мощность генератора зависит от напряжения и силы тока. Сила тока обуславливается величиной включаемого нагрузочного сопротивления и напряжением на клеммах. Напряжение же изменяется в зависимости от числа оборотов и от силы тока возбуждения. Сила тока возбуждения в свою очередь зависит от напряжения возбуждения. Нагрузка генератора может регулироваться путем изменения величины включаемого сопротивления или изменения напряжения возбуждения. Первый способ применяется для грубой регулировки нагрузки или числа оборотов, а второй — для точной регулировки. Комбинацией обоих способов достигается желаемая тормозная нагрузка. Возбуждение достигается за счет самовозбуждения или от постороннего источника, например, аккумуляторной батареи или небольшого генератора постоянного тока, работающего от двигателя внутреннего сгорания. С возрастанием скорости движения ДТ растет число оборотов генератора, следовательно, растет напряжение и сила тока, т. е. тормозная мощность возрастает примерно пропорционально квадрату числа оборотов. Благодаря удобству и простоте обращения этот вид тормозов довольно широко используется для ДТ, несмотря на

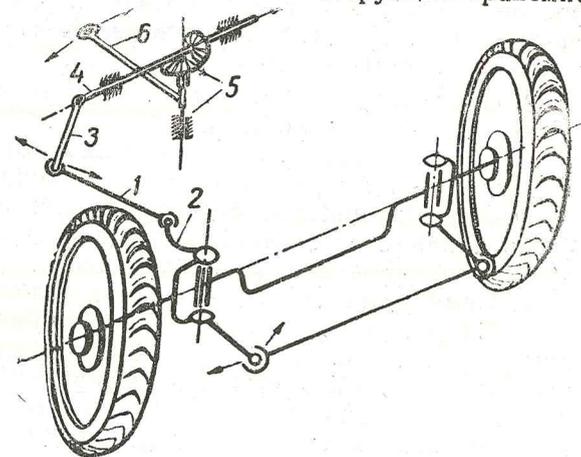
громоздкость оборудования и сравнительно высокую стоимость.

Шасси. Для ДТ, как уже было указано, обычно используется шасси тракторов или автомобилей. Коробки передач, устанавливаемые на шасси, должны иметь такой ряд передаточных чисел, которые обеспечивали бы работу тормозного механизма на наиболее выгоднейших оборотах. Комбинацией двух последовательно соединенных коробок передач можно достигнуть вполне удовлетворительных результатов для большого диапазона скоростей движения испытываемых тракторов.

При условии сохранения на тележке двигателя внутреннего сгорания привод от трансмиссии тележки к тормозному механизму осуществляется в зависимости от конструкции трансмиссии или при помощи вала отбора мощности, или при помощи соответствующего валика коробки передач, или привода к лебедке, и т. д.

Механизм поворота ДТ. Чтобы ДТ при буксировке не отклонялась от следа идущего впереди трактора, на тележках предусматриваются механизмы поворота. Для этих целей у самопередвигающихся тележек сохраняется механизм рулевого управления. Тележки, построенные на шасси прицепных повозок, обычно используют для поворота свое поворотное дышло. Чтобы ДТ, использующая шасси автомобиля, автоматически следовала за трактором, продольная тяга управления передними колесами соединяется при помощи рычагов с поворотным дышлом тележки. На фиг. 5 показана схема автоматического управления поворотом ДТ конструкции НАТИ. Продольная тяга 1 соединяет цапфу колеса 2 с рулевой сошкой 3, вынесенной вперед машины. Сошка закреплена на горизонтальном поперечном валу 4, установленном на кронштейне впереди машины. При помощи пары конических шестерен и вертикального вала 5 движение передается от поворотного дышла 6 к рулевой сошке. ДТ, изготовленные на шасси гусеничных тракторов, сохраняют соответствующий им механизм управления.

Измерительные и регистрирующие приборы [2, 3, 4, 5]. Не ставя себе целью в настоящей статье дать подробный анализ конструкции приборов, применяемых на ДТ,



Фиг. 5. Схема механизма автоматического управления поворотом тележки НАТИ.

ограничиваемся только краткой характеристикой их и требованиями, к ним предъявляемыми.

1. Динамометры применяются гидравлические или пружинные, иногда электрические. Давление масла из корпуса динамометра передается к регистрирующему механизму при помощи гибких шлангов и жестких трубок. Привод к механизму, записывающему давление масла, осуществляется при помощи гибкого вала от „пятого“ колеса или же от часового механизма. Для контроля загрузки трактора устанавливается в кабине тележки манометр, соединенный с гидравлической системой динамометра; шкала манометра градуирована в килограммах. Регистрирующий механизм с приводом от „пятого“ колеса должен иметь автоматический отметчик времени на ленте через определенные интервалы в долях минуты и отметчик по желанию испытателя отдельных характерных точек.

2. Спидометр — служит для ориентировочных указаний испытателям скорости движения тележки. Обычно для этих целей используются тахометры с переградуированной шкалой (*км/час*, *м/мин* и т. д.). Применение центробежных тахометров, работающих точно при достаточно высоких оборотах, требует наличия в приводе от „пятого“ колеса, повышающего обороты редуктора с одной или двумя ступенями.

3. Суммарный счетчик — служит для учета пройденного пути.

4. Счетчик оборотов (или тахометр) двигателя на тракторе — обычно для этих целей применяются электрические счетчики, причем в электрическую цепь включается прерыватель, устанавливаемый на двигателе (валик магнето, насос, коленчатый вал и т. п. в зависимости от конструкции двигателя), аккумуляторная батарея и указатель оборотов.

5. Счетчики оборотов ведущих колес или звездочек испытуемого трактора — обычно электрические, имеют конструкцию, аналогичную указанную выше. Прерыватель устанавливается на оси задних ведущих колес трактора. Иногда вместо электрических счетчиков применяются механические с приводом при помощи гибкого вала. Показания счетчиков оборотов (двух от задних колес и одного от двигателя) записываются одновременно на одной ленте.

6. Приборы для определения расхода топлива двигателем испытуемого трактора — мерные бачки или тарированные шары. На ДТ устанавливается топливный бак для питания двигателя достаточно высоко, чтобы подача горючего к двигателю происходила самотеком. Иногда для этих целей применяются насосы.

7. „Пятое“ колесо — от него производится движение регистрирующих механизмов. Для этого обычно используется велосипедное или мотоциклетное колесо, соединенное с рамой тележки при помощи качающегося рычага; рычаг прижимается к земле регулируемой пружиной. Когда колесо не должно действовать, оно при помощи тяги приподнимается над уровнем грунта. Привод от колеса к механизмам тележки осуществляется при помощи цепи, гибких или жестких валов.

8. Часы — для отметки времени на лентах регистрирующих приборов применяются электрические часы-отметчики, работающие в качестве прерывателя в электрической сети записывающих механизмов с интервалами в долях минуты.

9. Сигнал звуковой (сирена) или электрический — для связи испытателя с кабиной тракториста; иногда применяется разговорная трубка.

10. Приборы для контроля работы тормозных механизмов — конструкция их зависит от вида тормозного механизма.

Установка динамометра. Динамометр устанавливается на тяговом (поворотном) дышле тележки, которое должно удовлетворять следующим требованиям.

1. Передача тягового усилия от трактора к тележке производится через динамометр, включаемый между тележкой и крюком трактора. Дышло и динамометр при динамометрировании должны располагаться параллельно поверхности пути. Поэтому дышло должно иметь возможность перемещаться в вертикальном направлении в соответствии с высотой расположения тягового крюка трактора.

2. Корпус динамометра подвешивается на дышле таким образом, чтобы его вес не передавался на подвижную тягу, соединенную с плунжером, и благодаря этому не искажались показания вследствие трения в направляющих тяги.

3. Когда динамометрирование не производится, тяговое усилие не должно передаваться на плунжер.

4. При повороте трактора усилие сопротивления боковому перемещению тележки не должно передаваться через динамометр, и должно восприниматься дышлом.

5. Подвижная тяга динамометра, передающая тяговое усилие трактора на плунжер, должна перемещаться в своих направляющих с минимальным трением.

Анализ конструкций динамометрических тележек

Тележки с механическим торможением

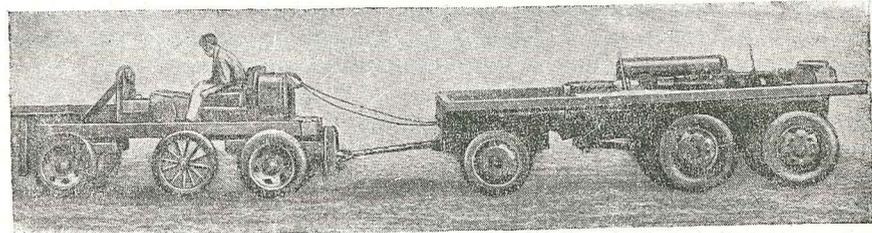
Эти тележки имеют наиболее простую конструкцию. На шасси используемой машины вместо двигателя внутреннего сгорания устанавливается тормоз Прони (или другой системы), состоящий из шкива с тормозными лентами, затягиваемыми при помощи штурвала. Шкив имеет водяное охлаждение.

Первая в СССР тележка была построена в 1929 г. в НАТИ на этом принципе. Чугунный тормозной шкив с охлаждением вследствие испарения воды был установлен на шасси колесного трактора „Сэндаски“. Торможение шкива производилось при помощи затяжки стальных лент с прикрепленными пластинами феродо. Для увеличения сцепного веса тележка догружалась песком. Тележка была тихоходной для небольших тяговых усилий.

В 1932 г. по проекту НАТИ была изготовлена Механическим институтом им. Ломоносова в Москве ДТ на шасси гусеничного трактора „Коммунар“. Охлаждение шкива достигалось циркуляцией воды, подаваемой в шкив насосом и отводимой оттуда обратно в бак действием центробежной силы. Расчетная скорость движения тележки — до 15 км/час. Аналогичную конструкцию имела ДТ, изготовленная НИМИС на шасси гусеничного трактора „Монарх-50“ и применявшаяся во время государственных испытаний дизельных тракторов в 1937 и 1938 гг.

Тележки с гидравлическим торможением

Наиболее распространенными в настоящее время являются тележки с гидравлическим торможением. Механизм торможения обычно состоит из шестеренчатого или центробежного насоса, перекачивающего масло или воду из одного бака в другой через клапан или вентиль, где поток масла тормозится в зависимости от степени открытия клапана. После торможения нагретое масло проходит через систему охлаждения, оказывающую



Фиг. 6. Динамометрическая тележка с гидравлическим торможением фирмы Катерпиллар.

некоторое гидравлическое сопротивление, величина которого зависит от размеров и конструкции системы. Это сопротивление является нерегулируемым и понижает к. п. д. тормозного механизма. Для уменьшения нерегулируемых гидравлических потерь площадь сечения трубопроводов стремятся сделать возможно большей.

Фирмой Катерпиллар изготовлена ДТ для скорости движения до 40 км/час. Тележка состоит из двух последовательно соединенных повозок (фиг. 6).

На первой из них размещены все регистрирующие механизмы и приборы, бак для топлива и помещается один испытатель. На второй повозке находятся механизмы для торможения и охлаждения. Максимальное тяговое сопротивление, оказываемое тележкой, равно 13,5 т. Первая повозка имеет шасси, опирающееся на две поворотные тележки с подрессоренными колесами на пневматиках. Каждая поворотная тележка может вращаться или быть закрепленной в прямом положении и имеет вертикальные направляющие, в которых устанавливается сцепной прибор в зависимости от высоты прицепного крюка трактора.

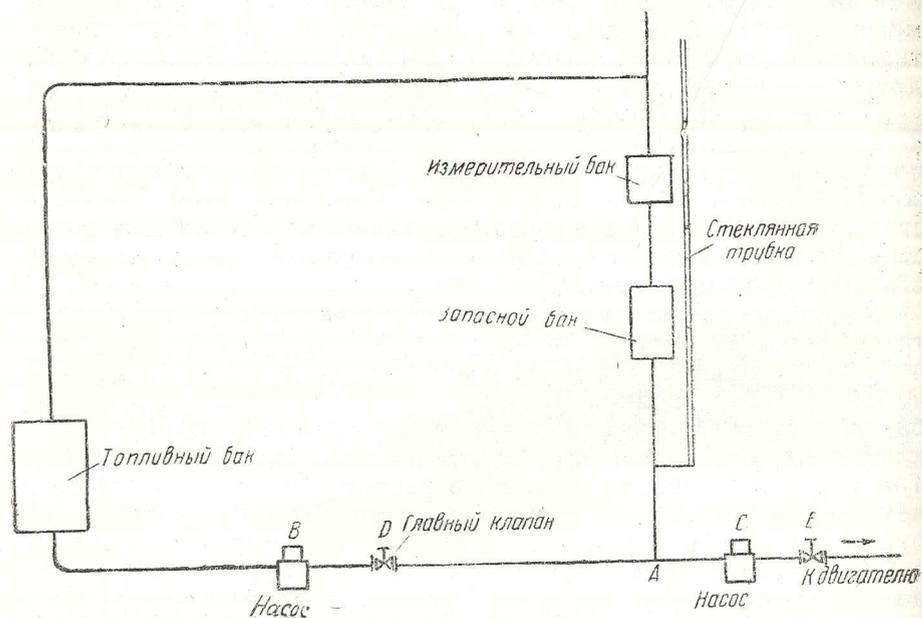
Между повозкой и трактором расположен гидравлический динамометр, действие которого может быть выключено при помощи штыря, вставляемого в отверстие корпуса динамометра и тяги. Для устранения влияния веса динамометра на показания корпус последнего подвешен через трос и пружину на кронштейне, установленном на передней поворотной тележке. Регистрирующий прибор устроен таким образом, что три карандаша, действующие от электромагнитов, записывают на ленте расход горючего, пройденный путь и время. Тяговое усилие записывается на той же ленте пером индикатора, соединенного с цилиндром динамометра при помощи гибкого шланга. Регистрирующий механизм приводится в действие от „пятого“ колеса. Два манометра, соединенные с цилиндром динамометра, служат для ориентировочных показаний нагрузки (один манометр до 10 000 фунтов, другой — свыше).

Благодаря шарнирному креплению вилки „пятого“ колеса к раме повозки колесо может следовать по рельсу пути почвы или быть закрепленным в приподнятом над землей положении. Десять футов пройденного повозкой пути соответствуют 1 дюйму на ленте регистрирующего механизма. Для регистрации времени имеется прибор, отмечающий время на ленте с интервалами 0,01 мин.

Для определения расхода топлива установлен прибор, работающий полуавтоматически (фиг. 7). Топливо подается из главного бака, расположенного на тележке, электрическим насосом В через кран D и тройник А вверх, в запасной и измерительные бачки, откуда стекает обратно в бак или же, если открыт клапан E, может подаваться вторым насосом С к двигателю. Так как насосы подают топливо в гораздо большем количестве, чем нужно для питания двигателя, то при открытом клапане D оно постоянно циркулирует через всю систему. Параллельно с бачками имеется стеклянная трубка, соединенная с трубопроводом, служащая для показания уровня топлива в измерительном приборе. Стеклянная трубка, а также трубка, идущая сверху от измерительного бачка, сообщаются сверху с атмосферой и сделаны такой высоты, что напор топливного насоса недостаточен для выплескивания топлива. Во время производства испытаний клапан D закрывается, а насос С начинает подавать топливо из измерительной системы в двигатель. По мере расхода топлива уровень в стеклянной трубке падает и когда дойдет до первой (верхней) отметки, находящейся на трубке, оператор включает регистрирующий механизм, который начинает чертить диаграмму. При достижении уровнем нижней отметки регистрирующий механизм выключают. Для испытания двигателей разных мощностей употребляются измерительные бачки разных размеров, точно калиброванные. Так как объем верхней и нижней части трубопроводов между отметками по сравнению с объемом бачка незначителен, то ошибка, вызванная не совсем своевременным переключением механизма, очень мала. При подсчетах расхода топлива необходимо вводить температурную поправку.

Для определения буксования трактора необходимо определять обороты двигателя. Обычные электрические счетчики оборотов мало пригодны для этой цели, так как они не могут быстро регистрировать обороты. Поэтому сконструирован планетарный редуктор, устанавливаемый на место крышки прерывателя магнето. Диск, сидящий на валу счетчика, замыкает два электрических контакта, соединенных при помощи проводов с регистрирующим механизмом, расположенным на первой тележке.

Тормозной механизм состоит из центробежного масляного насоса и регулировочного клапана, расположенных на второй



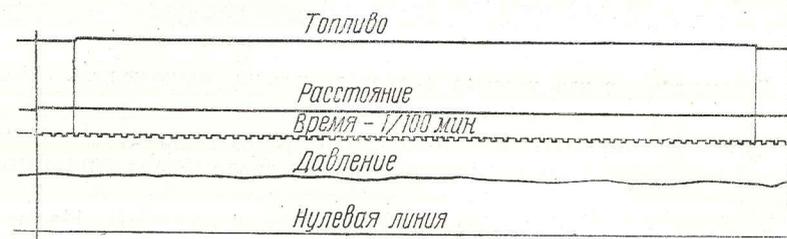
Фиг. 7. Схема прибора для определения расхода топлива на тележке Катерпиллар.

(задней) тележке. Максимальная мощность насоса 33 л. с. при 300 об/мин и напоре $5,8 \text{ кг/см}^2$. Привод к насосу осуществляется от заднего двухосного ската на пневматиках.

Чтобы можно было поддерживать постоянное число оборотов насоса при движении испытываемого трактора на разных скоростях, в передачу к насосу включены две коробки передач от мощных грузовиков, имеющие в общем 12 передач. В трансмиссию перед первой коробкой передач включена многодисковая фрикционная муфта, необходимая для плавного включения нагрузки, при пуске в ход и т. д. Для охлаждения масла, нагревающегося при торможении, на второй тележке установлены холодильные змеевики, поддерживающие температуру масла не выше 66°C . Регулировка нагрузки может производиться

испытателем непосредственно с первой тележки двумя способами: вручную и от электрического привода. Ручной клапан служит для установки приблизительной нагрузки. Вес, приходящийся на задние колеса второй повозки, равен около 2700 кг. При нормальных условиях работы коэффициент сцепления может быть обеспечен равным 0,65. В случае необходимости платформу еще нагружают, доведя общий сцепной вес тележки до 5400 кг. При испытании мощных тракторов к ДТ применяют еще дополнительные прицепки в виде тракторов. В этом случае тормозной механизм ДТ полностью не загружается.

Для проведения испытания трактора выбирают участок длиною около 90 м, на котором колышками отмечают участок в 30 м. К карбюратору трактора подводят топливный трубопровод от тележки и устанавливают счетчик оборотов двигателя. Когда трактор приблизится к первому колышку, испытатель включает муфту регистрирующего прибора и пускает электрический хронометр. При прохождении первого колышка включают изме-



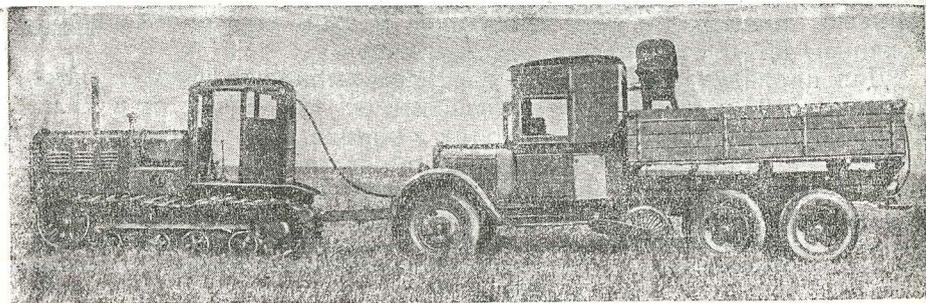
Фиг. 8. Образец записи регистрирующего прибора тележки Катерпиллар.

ритель расстояния и делают отметку на диаграмме. Главный топливный кран закрывают и, когда уровень в стеклянной трубке достигнет верхней отметки, делают отметку на диаграмме. При достижении уровнем нижней отметки на диаграмме делают новую отметку и открывают главный кран. Электрический счетчик оборотов двигателя также регистрирует свои показания на диаграмме.

На фиг. 8 показан образец записей на диаграмме регистрирующего прибора. Диаграмма обрабатывается следующим образом: проводят вертикальные линии, соответствующие началу и концу отметок на кривой расстояния. Расстояние между этими вертикальными линиями пропорционально расстоянию между колышками на участке. Величину тягового усилия определяют по средней высоте спланиметрированной площади, заключенной между двумя вертикальными линиями, кривой давления тяги и нулевой линией, умноженной на масштаб индикаторной пружины. Время определяют подсчетом числа отметок на кривой времени между двумя вертикальными прямыми. Число оборотов двигателя определяют по показаниям счетчика оборотов. Для определения удельного расхода топлива отметки на кривой топлива сносят вниз до кривой времени; время, опре-

деляемое этими отметками, соответствует количеству израсходованного топлива мерного бачка. Величина буксования трактора определяется пересчетом по числу оборотов двигателя.

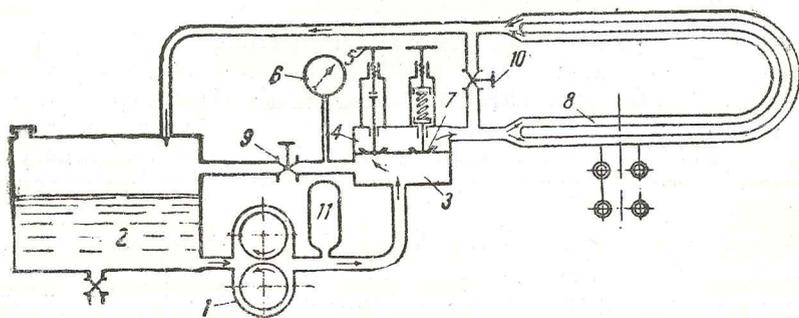
В НАТИ по проекту автора в 1937 г. изготовлена динамометрическая тележка для испытания тракторов [5,3]. Для тележки было использовано шасси и трансмиссия грузового автомобиля



Фиг. 9. Динамометрическая тележка с гидравлическим торможением НАТИ.

ЗИС-6 (фиг. 9). Вместо двигателя установлен шестеренчатый насос, соединенный с трансмиссией автомобиля через фрикционную муфту.

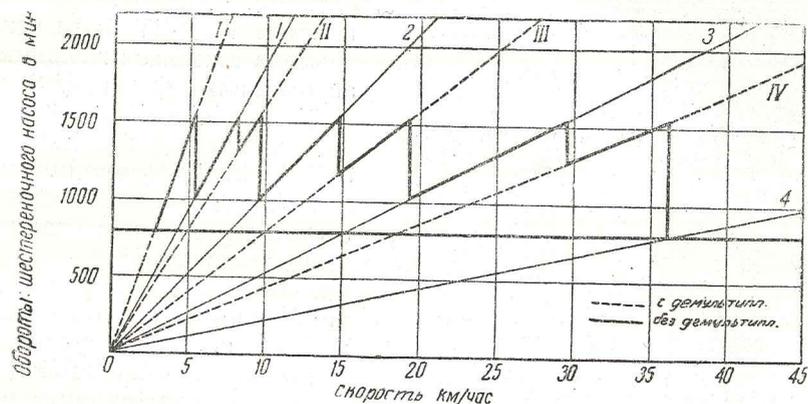
На фиг. 10 показана схема гидравлической системы. Насос 1 перекачивает масло из бака 2 в клапанную коробку 3. Нагрузка насоса создается прикрыванием клапана 4 при помощи штур-



Фиг. 10. Гидравлическая система тележки НАТИ.

вала 5. Величина давления, создаваемого насосом в клапанной коробке, контролируется манометром 6. Клапан 7 с пружиной является предохранительным. Из клапанной коробки масло поступает в систему охлаждения, состоящую из параллельных труб 8, расположенных под грузовой платформой, и оттуда стекает обратно в бак. Краны 9 и 10 служат для перепуска масла в зависимости от условий работы. Воздушный баллон 11 служит для выравнивания возможных пульсаций давления.

На фиг. 11 показан график числа оборотов насоса в зависимости от скорости движения тележки и включения передач коробки передач. Пределы чисел оборотов насоса выбираются из условия сохранения возможного постоянства режима работы насосом при необходимой его производительности. Размеры насоса обеспечивают производительность около 790 л/мин при 1400 об/мин и создаваемом напоре в 12,5 кг/см². Сопротивление передвижению тележки по хорошей твердой дороге с включенной коробкой передач (нейтральное положение) равно 125—150 кг. При повороте трактора передние колеса тележки автоматически поворачиваются в нужную сторону. Достигается это тем, что поворотная рамка в которой расположен динамометр, соединена при помощи тяги с механизмом поворота автомобиля ЗИС-6.



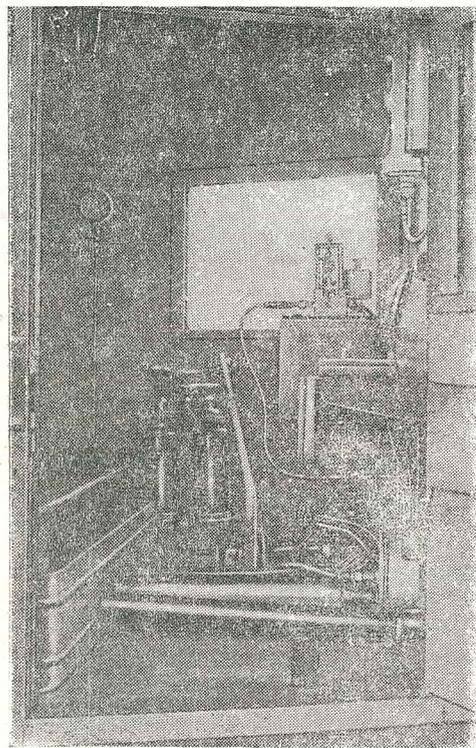
Фиг. 11. Диаграмма зависимости числа оборотов насоса от скорости движения тележки НАТИ.

На тележке установлен ряд измерительных приборов, измеряющих тяговое усилие трактора, скорость движения, пройденный путь, время и расход топлива. Тяговое усилие измеряется гидравлическим динамометром Амслера, помещенным в рамке, служащей одновременно поворотным дышлом тележки. Рамка имеет возможность устанавливаться на высоте 350—600 мм, в зависимости от высоты крюка трактора. Поворотом специальной гайки на рамке действие динамометра может быть выключено. Запись тягового усилия производится при помощи самопишущего механизма Амслера, расположенного в кабине. Там же расположен манометр, соединенный с динамометром и служащий для контроля испытателями величины тяги. Самопишущий механизм имеет привод от "пятого" колеса, идущего по следу левого переднего колеса тележки. Движение от "пятого" колеса передается цепью и карданным валом к распределительной шестеренной коробке, откуда отдельные гибкие валы подводятся к измерительным приборам.

На фиг. 12: видны клапанная коробка, манометр для определения давления в гидравлической системе, передний щиток,

самопишущий механизм Амслера, мерные бачки и шары для определения расхода топлива и распределительная коробка с гибкими валами к измерительной аппаратуре.

На платформе тележки установлен топливный бак, откуда топливо самотеком поступает к двигателю, причем при помощи кранов можно переключать поступление топлива в измерительные приборы, мерный бачок или шары. Для управления тележкой во время движения сохранены рычаги коробки передач,



Фиг. 12. Внутренний вид кабины тележки НАТИ.

демультипликатора, центрального тормоза, педали фрикциона и тормозов на задние колеса. Имеется электрический сигнал и освещение от аккумуляторной батареи. Аналогичная по конструкции ДТ была изготовлена на шасси грузового автомобиля Форд V-8 в 1937 г. в Государственном университете в Канзасе (США) [5,1]. Приводим некоторые эксплуатационные и конструктивные данные этой тележки. Максимальное значение коэффициента сцепления для двойных шин задних колес получено в среднем 0,7. Максимальное значение коэффициента использования ДТ, равное 0,40, достигается при движении на твердом грунте. Шестеренчатый насос с прямым зубом при нормальных условиях работы имеет к. п. д., равный 0,75. Поверхность охлаждения гидравлической системы, включающей трубы (2"), длиной 16,5 м, насос и масляный бак, равна 5 м². Насос (отверстие подачи и засасывания — 2") создает максимальное давление около 63 кг/см² при 600 об/мин. Производительность насоса 270 л/мин при нулевом напоре и 600 об/мин. При скорости движения 3,2 км/час и общем передаточном числе трансмиссии 1:33 производительность насоса равна 200 л/мин при 690 об/мин; крутящий момент на валу насоса при этих условиях и указанном выше к. п. д. насоса и развиваемой тяге тракторов в 2700 кг равен около 18 кгм. Прочность трансмиссии обеспечивает передачу этого момента. Приводной вал насоса имеет диаметр 38 мм. Допускаемое рабочее давление в гидравлической системе равно около 32 кг/см².

регулируемого давления, развиваемого насосом, осуществляется двухдюймовым шаровым клапаном. Полной автоматизации регулирования эта конструкция клапана не обеспечивает.

Для испытаний тракторов на пневматиках, организованных в 1936 г. в США, применялась ДТ, построенная на шасси грузового автомобиля Уайт 2¹/₂ т [5,2]. Тормозной механизм состоял из масляного насоса с шевронными шестернями мощностью 20 л. с. при 1750 об/мин и развиваемым давлением 63 кг/см². Нагрузка насоса регулируется при помощи трех параллельно расположенных клапанов в 1/4", 1/2" и 1 1/2". На тележке были применены два динамометра, включенных последовательно: первый динамометр пружинного типа применялся для точной регистрации усилий тяги, а второй диафрагменного типа — для ориентировочных наблюдений за тяговым усилием.

На Абердинском полигоне (США) применялась самопередвигающаяся ДТ [2], тормозной механизм которой состоит из двух пожарных центробежных насосов, перекачивающих воду. Тележка оборудована двумя динамометрами, причем второй динамометр помещен сзади тележки и им пользуются при буксировке испытуемых машин.

В Университете штата Небраска (США) имеется несколько различной конструкции ДТ и грузовых прицепов, в том числе самопередвигающаяся тележка [3,6], построенная на базе шасси трактора „Интернационал“ 15-30. Для торможения применяется насос, перекачивающий масло через клапан и радиатор для охлаждения и, кроме того, используется двигатель внутреннего сгорания, работающий в этом случае в качестве компрессора. При нормальной работе двигателя, т. е. с подачей горючего и с зажиганием, получают небольшие нагрузки, частично разгружая сопротивление перекачиванию тележки.

Регулировка нагрузки насоса осуществляется двухдюймовым шаровым клапаном. Полной автоматизации регулирования эта конструкция клапана не обеспечивает.

Для испытаний тракторов на пневматиках, организованных в 1936 г. в США, применялась ДТ, построенная на шасси грузового автомобиля Уайт 2¹/₂ т [5,2]. Тормозной механизм состоял из масляного насоса с шевронными шестернями мощностью 20 л. с. при 1750 об/мин и развиваемым давлением 63 кг/см². Нагрузка насоса регулируется при помощи трех параллельно расположенных клапанов в 1/4", 1/2" и 1 1/2". На тележке были применены два динамометра, включенных последовательно: первый динамометр пружинного типа применялся для точной регистрации усилий тяги, а второй диафрагменного типа — для ориентировочных наблюдений за тяговым усилием.

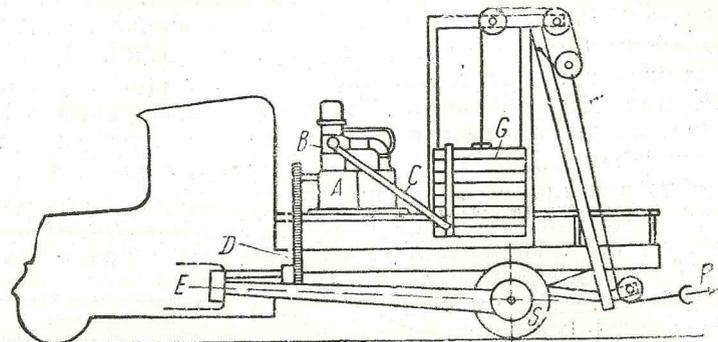
На Абердинском полигоне (США) применялась самопередвигающаяся ДТ [2], тормозной механизм которой состоит из двух пожарных центробежных насосов, перекачивающих воду. Тележка оборудована двумя динамометрами, причем второй динамометр помещен сзади тележки и им пользуются при буксировке испытуемых машин.

В Университете штата Небраска (США) имеется несколько различной конструкции ДТ и грузовых прицепов, в том числе самопередвигающаяся тележка [3,6], построенная на базе шасси трактора „Интернационал“ 15-30. Для торможения применяется насос, перекачивающий масло через клапан и радиатор для охлаждения и, кроме того, используется двигатель внутреннего сгорания, работающий в этом случае в качестве компрессора. При нормальной работе двигателя, т. е. с подачей горючего и с зажиганием, получают небольшие нагрузки, частично разгружая сопротивление перекачиванию тележки.

ТЕЛЕЖКИ С ПОСТОЯННЫМ ТОРМОЗНЫМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ

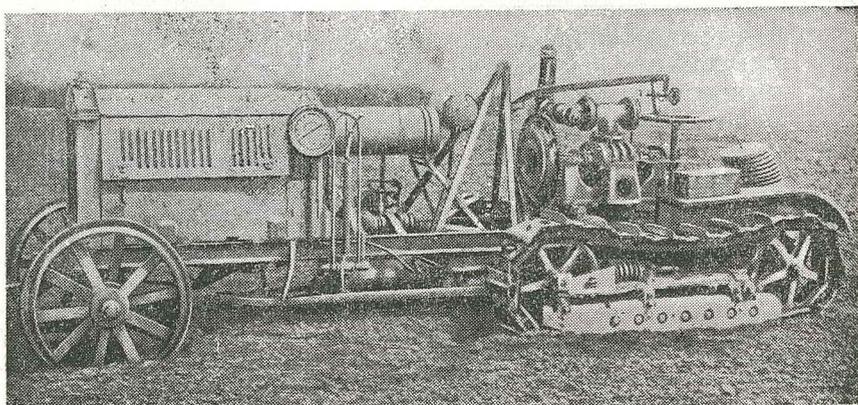
В последнее время за границей построен ряд тормозных тележек с постоянным тормозным сопротивлением. В Государственном университете в Эйме (США) имеются две тележки постоянного тягового сопротивления [7]. Для одной из них использовано шасси грузового автомобиля (фиг. 13). Загрузочный насос А приводится в движение от задних колес S тележки через трансмиссию автомобиля и коробку передач E. Насос перекачивает жидкость из одного бака в другой, при этом жидкость на пути тормозится клапаном B. В зависимости от величины открытия клапана насос получает разную нагрузку, в результате чего меняется сопротивление движению тележки. Сила тяги P через систему блоков поднимает груз G, оставаясь всегда равной весу груза. В зависимости от величины сопротивления перекачиванию тележки груз G будет стремиться то подняться, то опуститься: с увеличением сопротивления перекачиванию тележка будет отставать от трактора, а грузы будут подниматься. Если сопротивление перекачиванию уменьшится,

то тележка приблизится к трактору, а груз опустится. Для удержания тележки на определенном расстоянии от трактора необходимо во время испытания поддерживать постоянное сопротивление перекачиванию, что достигается тем, что клапан *B*



Фиг. 13. Схема тележки с постоянным тормозным сопротивлением.

насоса соединен с грузом *G* при помощи рычага *C* таким образом, что при подъеме груза клапан приоткрывается и сопротивление падает, тележка подкатывается к трактору и не дает возможности грузам подняться. Ввиду некоторой инерции всего регулирующего подъем груза механизма, груз совершает коле-



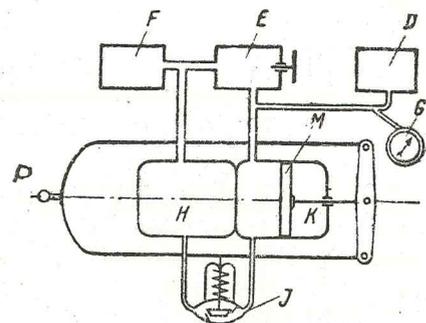
Фиг. 14. Динамометрическая тележка с постоянным тормозным сопротивлением.

бания вверх и вниз, а тележка то отстает от трактора, то нагоняет его, сила же тяги остается все время постоянной.

Вторая колесно-гусеничная тележка смонтирована на шасси гусеничного трактора Клетрак, к которому спереди приделана передняя ось и колеса трактора Фордзон (фиг. 14). Мотор, расположенный спереди, соединен через муфту сцепления, коробку скоростей автомобиля Бюик и коробку скоростей трактора Кле-

трак с трансмиссией трактора. Сопротивление движению тележки создается насосом, приводимым от промежуточного вала роликовой цепью. Загрузка регулируется клапаном, действующим автоматически, в зависимости от тягового усилия на крюке; впоследствии регулировка была переделана на ручную.

Чтобы достигнуть постоянства тягового усилия, был применен следующий механизм (фиг. 15). Тяговое усилие, приложенное к вилке *P*, действует на поршень *M* в цилиндре *K* и вытесняет жидкость из цилиндра *K* в сосуд *H* через клапан *J*, открывающийся только при определенном максимальном давлении. Величина давления определяется степенью затяжки пружины клапана. Поэтому поршень может начать свое движение только при определенном тяговом усилии. Если сопротивление перекачиванию тележки окажется меньшим тягового усилия *P*, то тележка приблизится к трактору и шток поршня начнет выходить из цилиндра *K*. Чтобы не было отрыва поршня от жидкости, шестеренчатый насос *E* качает жидкость из сосуда *H* в цилиндр *K*, излишек же ее перетекает через клапан в сосуд *H*. Давление в сети, пропорциональное силе тяги, определяется манометром. На основе показаний манометра регулируется движение жидкости в системе тележки. Вследствие некоторой инертности системы небольшое запаздывание в движении поршня будет наблюдаться, особенно при мгновенных изменениях силы тяги. Для более плавной работы механизма тяги в систему введены воздушный *D* и масляный *F* резервуары.

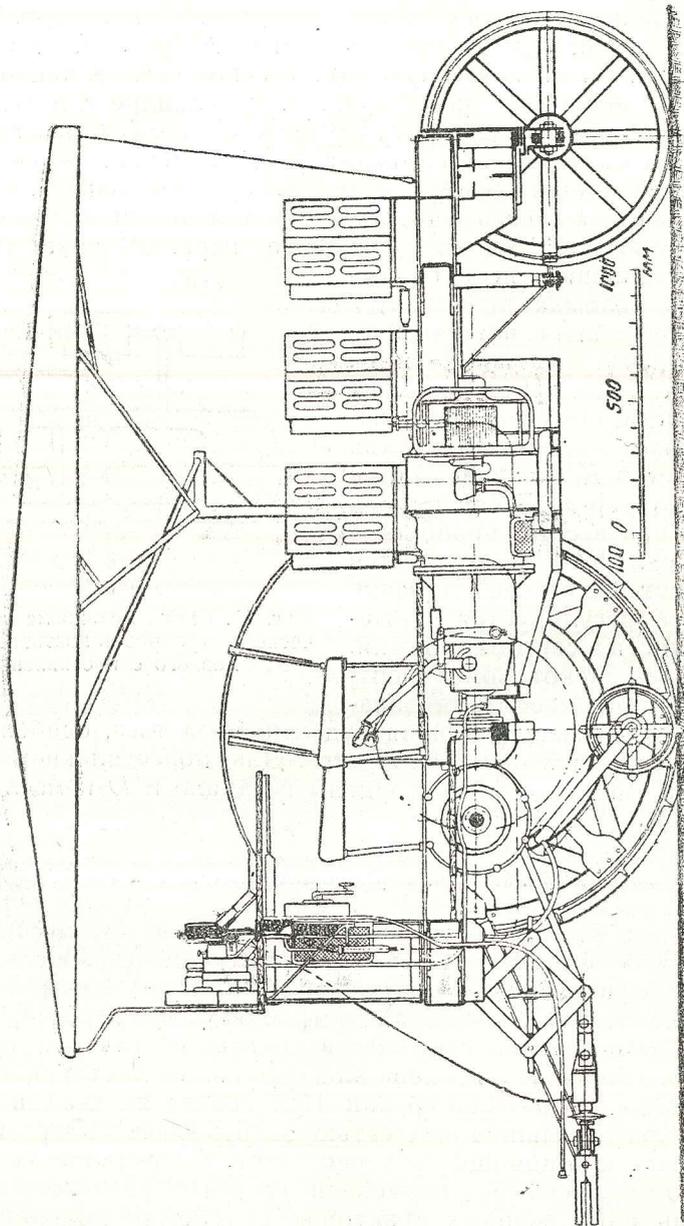


Фиг. 15. Схема механизма автоматической регулировки постоянства тормозного сопротивления.

Тележки с электрическим торможением

Благодаря удобствам при эксплуатации этот вид торможения на тележках получил за границей большое распространение. Одной из первых тормозных тележек с электрическим торможением была тележка Фишера, построенная в 1929 г. [8,1]. Для тележки было использовано шасси колесного трактора (фиг. 16). Вместо двигателя установлена электромашинка постоянного тока, 15 квт, 230 в, 1500—1200 об/мин. При скоростях движения 0,7—4 м/сек электромашинка полностью загружалась. Нагрузка осуществлялась при помощи трех реостатов. Сопротивление движению одной тележки без тормозной нагрузки равнялось 450 кг. При испытании мощных тракторов к тележке дополнительно цеплялась груженная повозка. Динамометр имел возможность переставляться по высоте, для чего на тележке предусмотрен четырехзвенный шарнирный механизм, к нижнему шарниру которого

передается тяговое усилие через серьгу и динамометр. На тележке расположен прибор для регистрации тяговых усилий с приводом для перемещения бумажной ленты от пятого

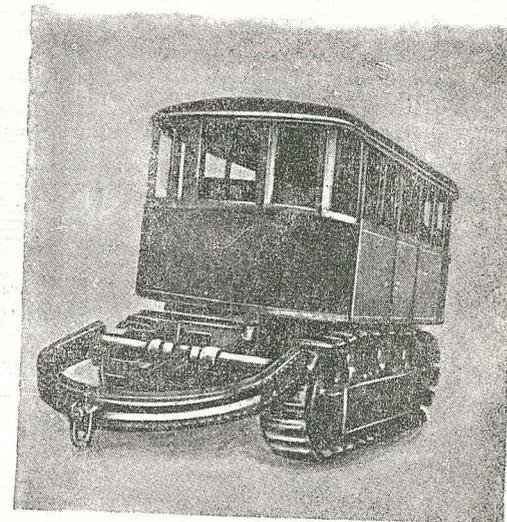


Фиг. 16. Динамометрическая тележка с электрическим торможением Фишера.

колеса при помощи роликовой цепи и гибкого вала. Перемещение бумажной ленты на 100 м пути равно 160—180 мм. Регистрирующий механизм может выключаться или путем поднятия

над дорогой „пятого“ колеса или при помощи специального механизма. Тахометр показывает число оборотов ведущих колес. Суммарный счетчик имеет привод от шкива трактора или же непосредственно от ведущих колес трактора при помощи гибкого вала. На тракторе устанавливался тахометр для определения числа оборотов двигателя.

Во время международных испытаний тракторов в 1930 г. в Англии применялись две колесные динамометрические тележки [8,2]. Одна из них предназначалась для испытания тракторов с мощностью на крюке от 8 до 25 л.с., другая — для тракторов с мощностью от 15 до 40 л.с. В случае необходимости испытывать тракторы большей мощности обе тележки последовательно прицеплялись к испытываемому трактору. На каждой из тележек торможение производилось при помощи электромашин с загрузочными реостатами. Для определения скорости движения замерялись пройденный путь и время. Для этого на тележках имелась катушка с намотанным на нее шнуром длиной 275 м; шнур своим концом укреплялся на земле и при движении трактора, разматываясь, проходил через шкивок, соединенный со счетчиком.

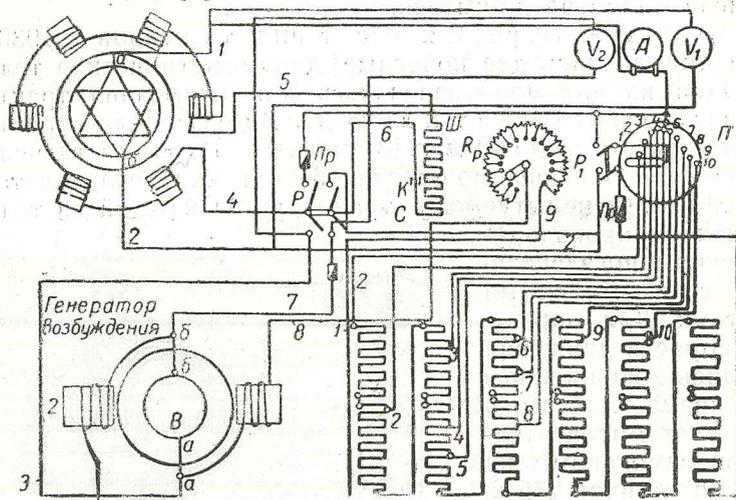


Фиг. 17. Динамометрическая тележка с электрическим торможением ВАММ.

В Военной академии механизации и моторизации КА им. Сталина изготовлена ДТ с электрическим торможением на шасси гусеничного трактора „Коммунар“ (фиг. 17). Вместо двигателя и главного сцепления установлен электрогенератор мощностью 36 квт при 1150 об/мин, 115 в, 313 а. Роль главного сцепления выполняет один из фрикционов. В коробке конических передач смонтирован дифференциал трактора „Интернационал“ 10/20. Генератор работает от самовозбуждения, но имеется также возможность работы и от независимого возбуждения при помощи генератора в 2,2 квт при 2200 об/мин, 110 в, 20 а, приводимого в движение от небольшого бензинового двигателя. Загрузка электрогенератора производится при помощи реостатов с общим сопротивлением 1,2 ома [8,3].

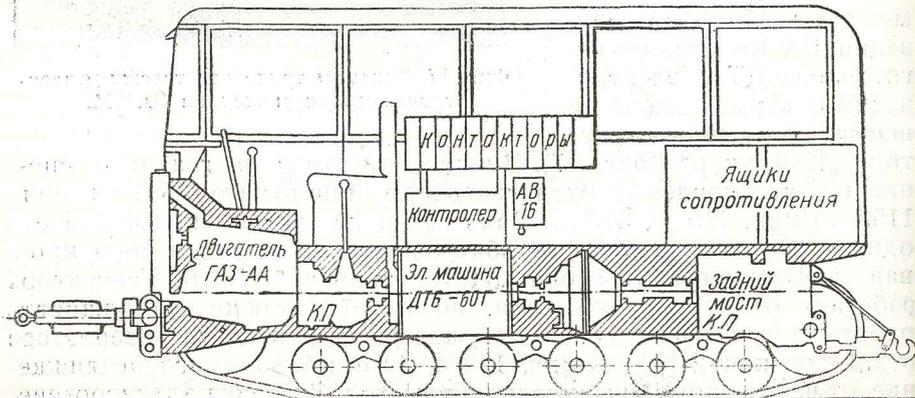
На фиг. 18 показана электрическая схема при работе генератора с независимым возбуждением. Грубая регулировка загрузки производится при помощи сопротивлений, соединенных с переключателем П. Точная регулировка достигается при

помощи ползункового реостата *III*, включенного в цепь возбуждения. Вторым механизмом точной регулировки загрузки служит реостат *R_p*, включенный в цепь возбуждения генератора возбуждения.



Фиг. 18. Электрическая схема с независимым возбуждением тележки ВАММ.

Путь тока в цепи нагрузки будет следующим: щетка *a* тормозной электромашины — провод *1* — амперметр *A* — рубильник *P₁* — контакт *1* переключателя *П*; провод *2* проходит последо-



Фиг. 19. Динамометрическая тележка с электрическим торможением НАТИ.

вательно все секции нагрузочного реостата и через рубильник *P₁* ко второй щетке машины *б*.

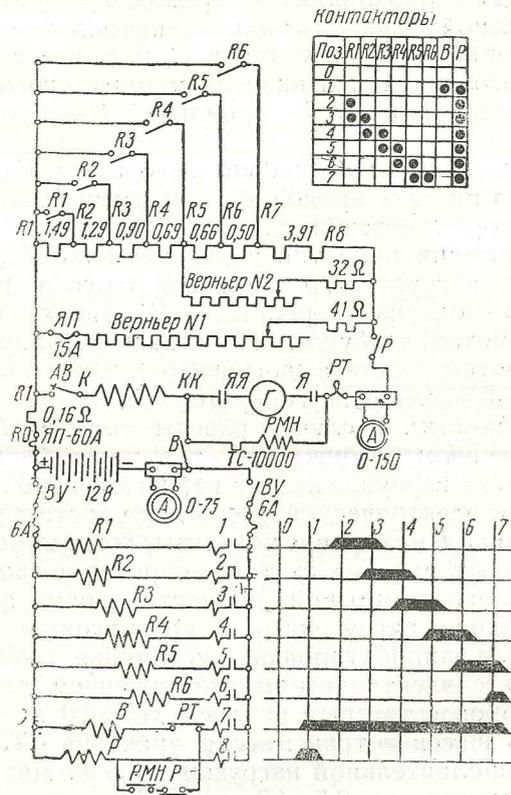
Путь тока цепи возбуждения: щетка *a* генератора возбуждения — провод *3* — рубильник *P* — провод *4* — обмотки электромагнитов тормозной электромашин — провод *5* — ползунковый реостат *III* (кнопка *K* стоит у конца *C*, т. е. все сопротивление включено с целью получения вначале минимального напряжения магнитного поля) — провод *6* — рубильник *P* — провод *7* — вторая щетка *б*.

Путь тока в цепи возбуждения генератора *B*: зажим *a* — обмотка индуктора *1* — провод *8* — реостат *R_p* — провод *9* — обмотка индуктора *2* — зажим *б*.

При передвижении рукоятки переключателя *П* вправо включаются секции нагрузочного реостата (грубая регулировка). Передвижением ползуна *K* реостата *III* вверх увеличивается сила тока в обмотке возбуждения (тонкая регулировка). Перемещением рукоятки реостата достигается уменьшение сопротивления в цепи возбуждения генератора *B* (тонкая регулировка тормозной мощности). В случае работы тормозной электромашин на собственном возбуждении, т. е. когда бензиновый двигатель и генератор возбуждения не работают, необходимо произвести изменение электрической схемы. Это достигается переключением рубильника *P* на верхние контакты. Тогда обмотки электромагнитов получают питание от тока якоря тормозной электромашин. Регулировка тормозной мощности динамо в этом случае производится только нагрузочным и ползунковым реостатами.

В НАТИ была запроектирована гусеничная самопередвигающаяся тележка с электрическим торможением для испытания мощных тракторов с тяговым усилием до 8000 кг. Для тележки использовались шасси и трансмиссия трактора СТЗ-НАТИ. Вес тележки без дополнительной нагрузки — 7,5 т. Диапазон скоростей динамометрирования 2,5–10 км/час. Для самопередвижения тележки использован двигатель ГАЗ-АА с его коробкой передач, соединенной затем с электромашинной троллейбусного типа, с фрикционной муфтой и трансмиссией трактора СТЗ-НАТИ (фиг. 19). При работе генератором выбранная электромашин имеет устойчивые электрохимические характеристики и не требует постороннего источника возбуждения для регулирования величины тормозной нагрузки, хотя была предусмотрена для подмагничивания аккумуляторная батарея. Загрузка электромашин производилась при помощи нагрузочных реостатов, из которых одна часть с небольшим омическим сопротивлением предназначена для большей части нагрузки с грубой регулировкой (фиг. 20) и вторая с большим омическим сопротивлением, имеющая большое количество секций, для тонкой регулировки тягового усилия с интервалами в 50 кг.

Цепь реостатов для грубой регулировки состоит из семи секций ($R_1 \div R_7$), управляемых при помощи электромагнитных контакторов. Управление контакторами осуществляется от аккумуляторной батареи при помощи кулачкового контроллера. Для тонкой регулировки имеется две цепи сопротивлений, каждое по 30 секций, управляемых при помощи двух верньеров [8,4].



- Условные обозначения:
- Омическое сопротивление
 - Подвижный контакт верньера
 - Контактор
 - Автоматический выключатель
 - Предохранитель
 - Включающая катушка контактора
 - Контактор контролера
 - Катушка реле тока
 - Реле тока
 - Реле макс. напряжения
 - Выключатель управления
 - Ревверсор якоря генератора
 - Обмотка возбуждения
 - Амперметр
 - Шунт амперметра

Фиг. 20. Электрическая схема тележки НАТИ.

1. Орлов М. М., инж., Тяговые расчеты на автогужевых дорогах, 1933.
2. Описание применения ДТ с использованием двигателя внутреннего сгорания для торможения.
 - 1) Report of tests. Michigan Agricultural Experiment Station Quarterly Bulletin, v. 22, № 2, nov. 1939.
 - 2) Испытание боевых машин на Абердинском полигоне в США, журн. „Мех. и Мотор. КА“ № 1, 1936 г. и журн. „Army Ordnance“ № 9—10, 1935 г.
 - 3) Sauve E. C., Single Versus Dual Pneumatic Tires. „Agr. Engin.“, v. 21, № 3, march 1940.
3. The Nebraska Tractor Tests 1920—1940. Bulletin 330, Jan. 1941. The Agric. Expt. Station of the University of Nebraska College of Agric. N. W. Burr. Director.
4. Kamm W. und Schmid, Das Versuchs und Messwesen auf dem gebiet des Kraftfahrzeuges. Berlin, Springer, 1938.
5. Описания тележек с гидравлическим торможением.
 - 1) Barger E. L., A Tractor Drawbar Loading Machine and Dynamometer. Agric. Engin., v. 21, № 5, may 1940.
 - 2) The SAE Cooperation Tractor Tire Testing Committee „The Traction of Pneumatic Tractor Tires“, SAE, v. 42, № 1, Jan. 1938.
 - 3) Вержбицкий Н. Ф., Объяснительная записка к проекту гидравлической тележки НАТИ. Архив НАТИ, 1937 г.
6. Бруман С.. Испытания тракторов в Небраска (США), журн. „Мех. соц. с. х.“ № 9, 1936 г.
7. Пуш Г. Г., Приборы научно-исследовательских учреждений США и Канады для изучения с.-х. машин и тракторов, журн. „С.-х. машина“ № 4, 1936 г.
8. Описания динамометрических тележек с электрическим торможением.
 - 1) Описание тележки Фишера, журн. „Die Technik in der Landwirtschaft“ № 12, 1929.
 - 2) World Agricultural Tractor Trials, 1930. Official Report an Tests Oxford.
 - 3) Лебедеenko П. П., Гусеничная динамометрическая тележка с электрическим торможением. Бюллетень НИО Военной академии механ. и мотор. КА № 1, М., июнь 1934 г.
 - 4) Вержбицкий Н. Ф., Объяснительная записка к проекту гусеничной динамометрической тележки с электрическим торможением. Архив НАТИ, М. 1939 г.

М. С. КОРЕНЕВ,
кандидат технических наук

ТОНКАЯ ОЧИСТКА ДРЕВЕСНОГО ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ СЛОЕМ КОЛЕЦ РАШИГА

В статье дается теоретическое представление о процессах механической очистки газа на основе протекающих при этом физических явлений. Данное представление позволяет классифицировать очистители и производить анализ их работы.

Статья посвящена исследованию механической очистки газа слоем колец Рашига. В результате этого исследования выявлены основные факторы, влияющие на очистку газа кольцами Рашига, получены экспериментальные зависимости, по которым в подобных случаях можно производить расчет очистителя и его коэффициент очистки.

Газ, получающийся в древесных транспортных газогенераторах, как известно, по выходе из газогенератора имеет высокую температуру и содержит в себе пары воды, пылевые частицы, небольшое количество паров смолистых веществ, аммиака и других соединений.

Пылевые частицы состоят из частиц недожженного топлива, летучей золы и сажистых частиц. Чтобы генераторный газ можно было сжигать в двигателе, его надо охладить и очистить от примесей. При охлаждении газ осушается. От степени охлаждения газа зависит содержание паров воды в нем, наполнение цилиндров и, как следствие этого, мощность, развиваемая двигателем (см. статью И. С. Мезина в „Известиях НАТИ“ за 1935 г., № 1). От степени очистки газа, от механических примесей зависит нормальная работа двигателя, износ трущихся поверхностей деталей и продолжительность службы двигателя. Что касается смолистых веществ в газе, то они частично отлагаются на стенках трубопроводов и очистителей, а также на клапанах двигателя.

В транспортных газогенераторных установках, газифицирующих древесину по опрокинутому горению, газ содержит небольшое количество смолы.

Отделение пылевых частиц от газа осуществляют следующими тремя методами:

1) фильтрацией газа сквозь пористые перегородки с порами, имеющими размеры одного порядка с размерами пылевых частиц;
2) механическим методом, т. е. путем использования сил тяжести пылинок или центробежных сил инерции пылинок, возникающих при повороте струи газа или при вращении потока, и поверхностных сил (явление прилипания); для утяжеления частиц и придания им большей способности к прилипанию применяют смешения запыленного газа с водой или минеральным маслом;

3) электроосаждением пылинок, заряженных электричеством. В промышленных стационарных установках для очистки газа от механических примесей пользуются всеми указанными методами, причем применение их к различной пыли строго регламентировано. В табл. 1 приведены американские данные для промышленных очистителей, опубликованные в книге L. Alden „Design of industrial Exhaust Systems for dust and fume removal“.

Таблица 1

Типы очистителей и размеры улавливаемых ими пылевых частиц

Тип очистителя	Минимальный размер частиц в микронах
Осадительные камеры	200
Инерционные камеры	50—150
Центробежные очистители:	
а) циклоны больших диаметров	40—60
б) циклоны малых диаметров	20—30
в) вентиляторного типа	15—30
Фильтры	0—5
Скрубберы	0,5—2,0
Электрические очистители	0,001—1,0

Из таблицы видно, какого размера пылинки улавливаются различными очистителями.

В современных транспортных установках выделение пылевых частиц из газа осуществляют силами инерции (механическая очистка газа) и фильтрацией. Фильтрацию газа применяют только в древесноугольных газогенераторных установках, газифицирующих уголь горизонтальным процессом. В этом случае инерционные способы не обеспечивают нужной степени очистки газа. Данные о фильтрации газа в транспортных газогенераторных установках изложены автором в журнале „Мотор“ № 3 за 1940 г.

Исходя из физической сущности явлений, механическую очистку газа удобно представлять состоящей из двух этапов. Первым этапом является выделение пылевых частиц из потока газа под действием тех или других сил. Вторым этапом является закрепление пылинок на поверхности твердых или жидких тел или в специальных пылесборниках.

В первом этапе очистки на пылинку, движущуюся в газовом потоке, могут воздействовать силы тяжести, силы Архимеда, центробежные силы инерции, силы сопротивления движущейся пылевой частицы в газовой среде, в некоторых случаях силы противодействия и силы взаимодействия электрических зарядов.

В очистителях транспортных газогенераторных установок для выделения пылинок из газового потока в основном пользуются силами инерции, возникающими при поворотах струй газа.

В технике промышленной очистки газа применяются с большим успехом очистители вентиляторного типа, лопасти которых вращают газ (например, очиститель типа Тайзена).

Во втором этапе очистки действуют законы удара пылинки о поверхности твердых или жидких тел, силы сцепления (прилипания), законы капиллярных явлений, коагуляция пылинок, связанная с электростатическим зарядом пылинки. Картину протекания процесса во втором этапе очистки в слое колец Рашига можно представить следующим образом. Выделенные из потока пылинки с достаточной кинетической энергией пробивают поверхностную пленку жидкости, погружаются в толщину водяного слоя и там задерживаются. Другие пылинки, не способные преодолеть сопротивления пленки, соприкасаясь с ней, благодаря капиллярности насыщаются водой, а затем погружаются в слой воды под действием флотационной силы. Если пылинка плохо или совсем не смачивается, флотационная сила выталкивает пылинку из слоя воды, и она может быть вторично подхвачена потоком газа (в этом заключается основная причина, по которой кольца Рашига не задерживают несмачивающуюся шлаковую пыль древесноугольного газогенератора горизонтального процесса). Такое представление о процессе очистки полезно для анализа работы очистителей и при теоретических исследованиях.

Очистка газа от крупных или грубых частиц не представляет больших трудностей. Много труднее очистить газ от наиболее мелкой или тонкой пыли (так называемая тонкая очистка газа).

В транспортных газогенераторных установках для тонкой очистки газа получили широкое распространение очистители с кольцами Рашига.

В стационарных установках кольца Рашига применяются как насадки в скрубберах. Они обильно орошаются мелкодробленой водой, попутно охлаждающей газ.

В авто-тракторных очистителях очистка газа совершается при его охлаждении путем передачи тепла через стенку окружающему воздуху.

Применяя кольца Рашига в газогенераторных транспортных установках, мы все же еще не имеем разработанной теории очистки газа слоем колец Рашига. Не выявлена роль факторов, влияющих на очистку газа в слое колец Рашига, и не установлены закономерности между этими факторами. Чтобы восполнить имеющийся пробел по этому вопросу, в лаборатории НАТИ было проведено исследование работы колец Рашига. Эта работа имела целью отыскания закономерностей, которые могли бы

быть положены в основу расчета очистителей с кольцами Рашига. Исследование проводилось на газогенераторной установке, изображенной на фиг. 1. Установка состояла из газогенератора Г-14, двух пластинчатых грубых очистителей автомобиля ГАЗ-42, специально построенных очистителей с кольцами Рашига и вакуумасоса.

Тонкая пыль, поступающая с газом в слой колец Рашига, при рассмотрении ее под микроскопом состоит в основном из угольных частичек со структурой древесины, золы (шлака), в виде прозрачных округлых комочков, и сажки, часто слипшихся в комочки. Зольный остаток пыли после сжигания и прокаливания составляет 40—50% всей пыли.

Размеры пылевых частиц, поступающих в тонкий очиститель и замеренных под микроскопом, в основной массе колеблются в пределах от 10 до 60 μ , но имеются пылевые частицы размерами ниже 10 μ ; таких пылинок при подсчете под микроскопом можно было видеть 5—8%.

Механическая смесь твердых частиц в газообразной среде называется аэрозолями. Пыль, поступающую в очиститель с кольцами Рашига, по классификации Gibbs, можно отнести к первой группе, называемой dust, с размерами частиц свыше 10 μ . Эти частицы в спокойном воздухе падают с возрастающей скоростью. Пылевые частицы с размерами от 0,1 до 10 μ в спокойном воздухе падают с постоянной скоростью; очистить газ от этих частиц чрезвычайно трудно.

Характер пыли, поступающей в слой колец Рашига, по своему составу за период 20-часовой работы установки при испытаниях почти не изменялся.

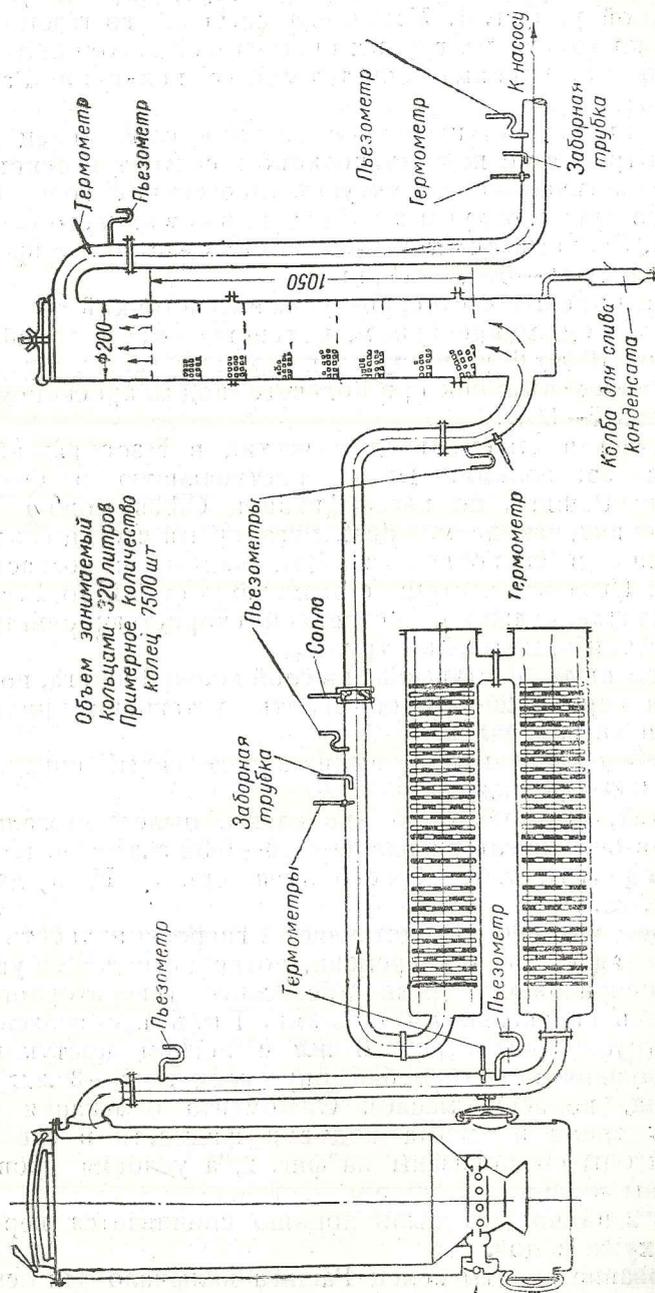
Кажущийся удельный вес пыли, определенный пикнометром, равняется 0,3—0,4 $г/см^3$.

В опытах, которые были проведены, пылесодержание газа при входе в очиститель равнялось 0,25—0,32 $г/м^3$ с. н. г. (сухого нормального газа, т. е. сухого газа при 0° Ц и давлении 760 мм рт. ст.).

Большой интерес представляет гигроскопичность пыли с точки зрения выяснения времени, потребного для ее увлажнения. Гигроскопичность пыли древесного генераторного газа определялась специальными опытами. Пыль насыпалась в стеклянную трубку диаметром 6 мм с легким постукиванием. После набивания конец трубки опускался на 2—3 мм в жидкость (вода, керосин, масло). С момента опускания трубки замерялись время и высота подъема жидкости в слое пыли. Результаты опытов показаны на фиг. 2, а условия проведения опытов даны в табл. 2.

Из фиг. 2 видно, что пыль хорошо смачивается керосином и немного хуже водой.

Исследование работы колец Рашига включало три основных части. В первой — было выяснено, как влияет высота слоя колец Рашига и количества выделяющегося в слое колец конденсата на степень очистки газа. Во второй части было установлено



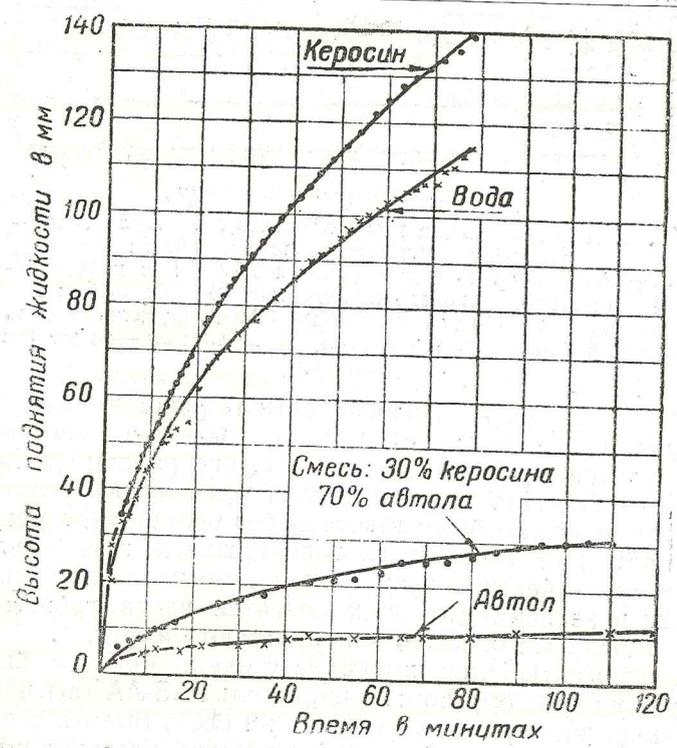
Фиг. 1. Схема установки для исследования работы очистителя с кольцами Рашига.

влияние скорости газа в слое колец на степень очистки газа и на гидравлические сопротивления очистителя. В третьей — был опробован очиститель с отдельным слоем колец Рашига.

Таблица 2

Условия, при которых проводили опыты по выявлению гигроскопичности пыли
(Пыль просеяна через сито с размерами ячеек не более 60 м)

Название жидкости	Характеристика жидкости		Вес пробы пыли в г	Температура при опыте в °С
	Удельный вес в г/см³	Вязкость по Энглеру при 20°С		
Керосин	0,8446	1,16	3,96	23,7
Вода	0,9982	—	3,96	22,6
Масло автол	0,9182	82,95	3,96	23,0
Смесь керосина 30% и автола 70%	—	—	3,96	23,4

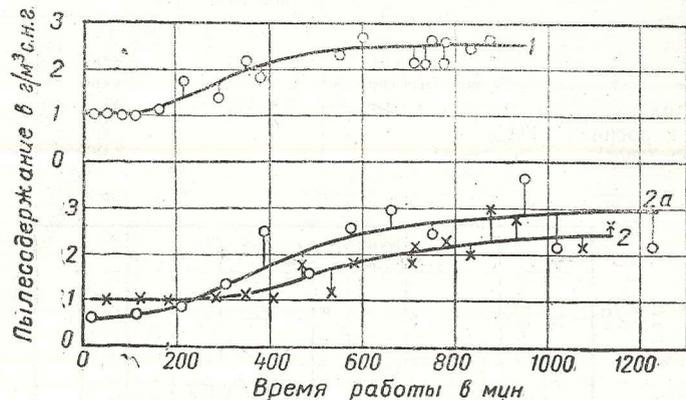


Фиг. 2. Капиллярные явления в столбе пыли.

В опытах производились следующие замеры: расход газа, который замерялся дроссельным прибором; температуры — ртутными термометрами; разрежение — пьезометрами; давление атмосферного воздуха — ртутным барометром; пыле- и влагосодержа-

ние газа замерялись до и после очистителя методом фильтрации части газового потока, который подобен всему потоку. Фильтрацию производили через бумажный химический фильтр (диаметр 110 мм) в подогреваемой воронке Мартиуса. После фильтрации газ охлаждался в холодильнике для определения влагосодержания газа методом конденсации паров воды с учетом несконденсированной части ее (пользуясь таблицей насыщенных паров воды; см. табл. в книге Гинзбурга Д. В. "Газификация топлива и генераторные установки", Гизлегпром, 1938).

Величины пыле- и влагосодержания отнеслись к 1 м³ сухого газа при 0° и 760 мм рт. столба — сокращена с. н. г.



Фиг. 3. Пылесодержание газа после газогенератора в зависимости от количества часов его работы: 1 — газогенератор Г-19 для трактора ХТЗ-Т2Г с колосниковой решеткой, производительностью 86 м³/час с.н.г.; 2 — газогенератор Г-14 для автомобиля ГАЗ-АА с колосниковой решеткой, производительностью 60 м³/час; 2а — то же без решетки.

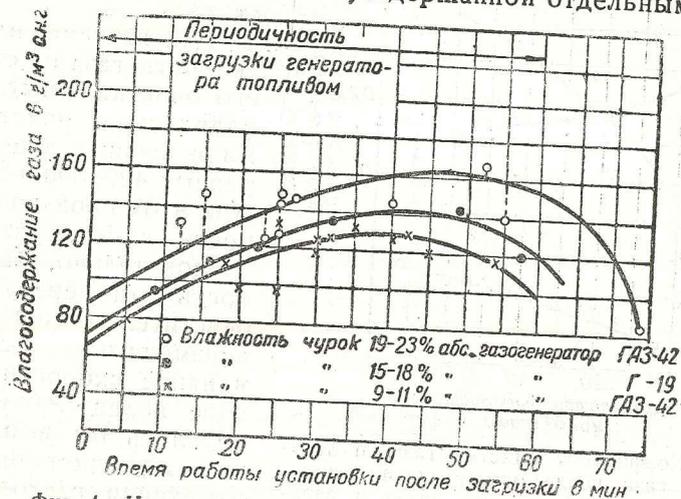
Продолжительность каждого опыта равнялась 20 час. по следующим двум причинам: 1) унос пыли из газогенератора стабилизируется примерно к 6—8 час. его работы (см. фиг. 3), и 2) надо было иметь в кольцах такое количество отложенной пыли, которое можно было взвесить без больших погрешностей.

В опытах при замерах влагосодержания газа надо иметь в виду, что количество паров воды в газе после газогенератора изменяется в зависимости от количества часов работы газогенератора между загрузками, как показано на фиг. 4.

Влияние высоты слоя колец на степень очистки было выявлено следующим образом: в очиститель ГАЗ-АА засыпано было максимальное количество колец в один слой. Высота слоя равнялась 1050 мм. Этот слой был разбит на семь участков по 150 мм высоты. Каждый участок отделялся от другого сеткой из тонкой проволоки с ячейками, через которые не могли провалиться кольца Рашига.

После 20-часового опыта кольца каждого участка отдельно извлекались и промывались в 12—15 л воды. В воде, получен-

ной после промывки, определялось количество механических примесей при помощи фильтрования средней пробы. При работе очистителя небольшая часть пыли попадала в конденсат поддона. Количество этой пыли тоже определялось и прибавлялось (в неодинаковых долях) к пыли, задержанной отдельными участ-



Фиг. 4. Изменение влагосодержания газа по времени в периоде между двумя загрузками топлива.

ками колец. При этом было сделано допущение, согласно которому количество пыли, смываемой конденсатом, считалось пропорциональным количеству конденсата, прошедшего через участок, и числу участков, через которые прошла капля конденсата. Предполагалось, что число капель образуется во всех участках в одинаковом количестве. Этим условиям будет соответствовать следующая разбивка общего количества пыли А, находящейся в конденсате (табл. 3).

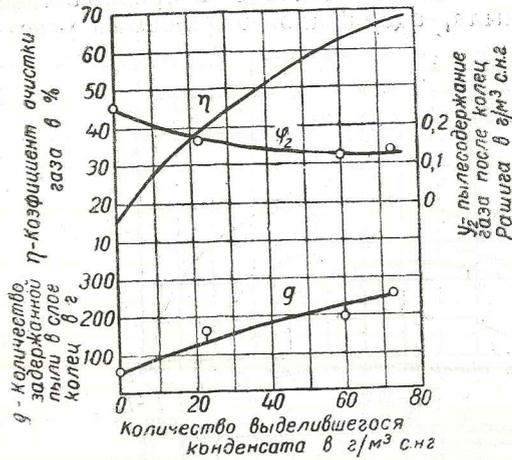
Таблица 3
Распределение пыли из конденсата по участкам колец Рашига

№ участков по ходу газа	1	2	3	4	5	6	7	Всего смыто
Количество пыли	7А/28	6А/28	5А/28	4А/28	3А/28	2А/28	1А/28	А

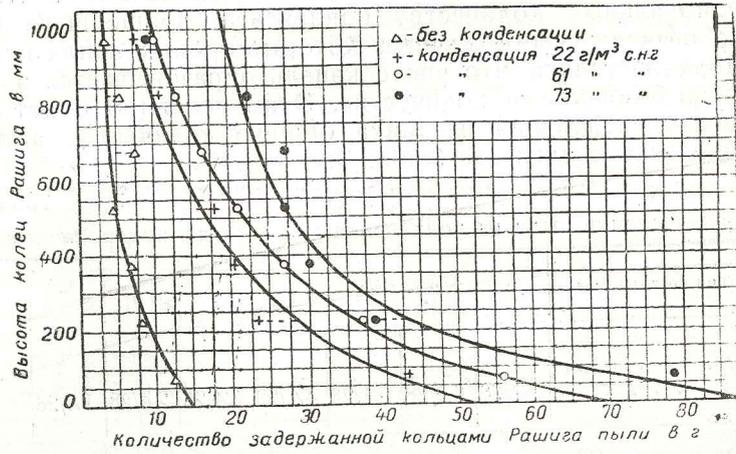
По каждому 20-часовому опыту составлялся пылевой баланс. Опыт считался удовлетворительным, если расхождение баланса не превышало ±5,5%.

В первой части исследования были испытаны четыре различные степени увлажнения колец конденсатом: 1) при работе газогенератора на сухих чурках без принудительного охлаждения очистителя; 2) при работе газогенератора на сухих чурках

с принудительным воздушным охлаждением очистителя; 3) при работе газогенератора на сырых чурках с принудительным воздушным охлаждением очистителя и 4) при работе газогенератора на сырых чурках с водяным охлаждением очистителя.



Фиг. 5. Коэффициент очистки газа, пылесодержание газа после очистителя и количество задержанной кольцами пыли в зависимости от количества сконденсированных паров воды. Производительность газогенератора 60÷64 м³/час с.н.г. Очиститель Ø 400 мм. Высота слоя колец 1050 мм.



Фиг. 6. Распределение задержанной пыли кольцами Рашига по участкам слоя колец. Производительность генератора 60—64 м³/час с.н.г.

личество пыли, уносимой из газогенератора, меняются. По первой части исследования опыты проводились с очистителем ГАЗ-42, наполненным кольцами Рашига размером 15×

Таблица 4
Условия работа и результаты испытаний очистителя диаметром 400 мм с кольцами Рашига и высотой слоя 1050 мм (производительность каждого опыта 20 час.)

Наименование опыта	Влажность толпына в %	Средн. произв. дительн. газоген. в м³/час с.н.г.	Средн. температуры газа в °С		Средн. влаж. содержание газа в г/м³ с.н.г.		Средн. пылесодержание газа в г/м³ с.н.г.		Средн. коэф. очистки в %	Количество задержанной пыли в г		Примечание
			после очистки	перед перепар.	до очист.	после очист.	до очист.	после очист.		в конденсате	всего	
I. Без конденсации паров воды	9—11	61	56	391	110	110	0,30	0,25	16	—	50	Топливо газифицировало: по опытам I и II березовые чурки из отходов мебельного производства; по опытам III и IV — чурки из березы
II. С конденсацией 22 г паров воды на 1 м³ с.н.г.	9—10	64	40	82	78	56	0,28	0,17	39	6	155	
III. С конденсацией 61 г паров воды на 1 м³ с.н.г.	19—23	62	42	113	131	70	0,26	0,12	54	12	195	
IV. С конденсацией 73 г паров воды на 1 м³ с.н.г.	19—23	60	41	194	134	61	0,32	0,12	63	32	240	

1 Очиститель охлаждался воздухом (конвективный теплообмен).

2 Охлаждение потоком воздуха (перекрестный ток газа и воздуха).

3 Охлаждение потоком воздуха с большими скоростями (перекрестный ток газа и воздуха).

4 Охлаждение очистителя водой (орошение наружной стенки—прогитовок).

Таблица 5

Влияние скорости газа в очистителях с кольцами Рашига на пылесодержание газа после очистителя

Условия опытов: высота слоя колец Рашига 1050 мм; производительность газогенераторов 60—65 м³/час с. н. г.; пылесодержание газа до очистителя 0,25—0,32 г/м³ с. н. г.

Внутренний диаметр очистителя в мм	Количество колец в шт.	Условная скорость газа в очистителе в м/сек	Среднее пылесодержание газа за очистителем при		Примечание
			выделении конденсата 32—34 г/м ³ с. н. г.	выделении конденсата 43—45 г/м ³ с. н. г.	
400	30 000	0,20—0,23	0,150	0,130	Средняя величина из 16 замеров
300	17 000	0,40—0,42	—	0,140	Средняя величина из 17 замеров
200	7 500	0,94—0,96	0,165	—	Средняя величина из 16 замеров

Примечание.

Условная скорость газа в кольцах подсчитывалась при температуре, давлении и влажности газа, выходящего из очистителя, по формуле

$$v = \frac{Q_p}{F \cdot 3600 \cdot 0,89} \text{ [м/сек]},$$

где Q_p — расход газа в м³/час;

F — поперечное сечение очистителя в м².

0,89 — отношение свободных промежутков между кольцами к объему, занимаемому кольцами, или, что то же, отношение свободного поперечного сечения к поперечному сечению очистителя.

Таблица 6

Сравнительные данные по пылесодержанию газа за очистителем, имеющим один и два слоя колец Рашига

Условия опыта: производительность газогенератора 60—65 м³/час с. н. г.; пылесодержание газа до очистителя 0,27—0,32 г/м³ с. н. г.

Наименование очистителя	Среднее пылесодержание газа за очистителем в г/м ³ с. н. г.	Выделилось конденсата в слое колец в г/м ³ с. н. г.	Примечание
Очиститель диам. 200 мм с одним слоем колец	0,165	32—34	Средняя величина из 16 замеров
Очиститель состоит из двух частей диам. 20 мм и высотой слоя колец по 525 мм в каждом	0,160	30—31	Средняя величина из 14 замеров

× 15 мм, общей высотой слоя колец 1050 мм, разделенной на семь одинаковых участков.

В первом опыте в слое колец не было конденсации паров воды, во втором опыте конденсировались пары воды в количестве 22 г/м³ с. н. г., в третьем опыте конденсировалось 61 г/м³ с. н. г. и в четвертом опыте — 73 г/м³ с. н. г. Эти опыты показали, что по мере увеличения количества выделенного конденсата в слое колец очистка газа улучшается (фиг. 5). Опыты, кроме того, позволили выяснить закономерность по распределению задержанной пыли по высоте слоя колец (фиг. 6).

Условия и результаты опытов даны в табл. 4.

Из фиг. 5 и табл. 4 видно, что с увеличением конденсации от 0 до 73 г на 1 м³ очищенного сухого нормального газа, количество пыли, задержанной кольцами, изменилось с 50 до 240 г. Пылесодержание же газа за очистителем изменилось при этом с 0,25 до 0,12 г/м³ с. н. г., и коэффициент очистки с 16 до 63%.

Из фиг. 6 видно, что в нижнем слое задерживается наибольшее количество пыли: от 13 до 79 г, или от 25 до 38% по весу к пыли, задержанной всеми кольцами.

В табл. 5 приведены данные о влиянии скорости газа в слое колец Рашига на пылесодержание газа после очистителя. Из этих данных видно, что с увеличением скорости газа от 0,2 до 0,4 м/сек пылесодержание газа изменилось с 0,13 до 0,14 г/м³ с. н. г., т. е. в пределах 7%. В этих опытах в слое колец выделялся конденсат в количестве 43—45 г/м³ с. н. г.

Дальнейшее увеличение скорости газа с 0,20 до 0,94 м/сек изменило пылесодержание с 0,15 до 0,165 г/м³ с. н. г. при выделении конденсата 32—34 г/м³ с. н. г. В этом случае мы имеем рост пылесодержания на 10% при увеличении скорости газа почти в 5 раз. Практически можно считать, что степень очистки газа в интервалах скоростей 0,2—0,94 м/сек почти одинакова, так как точность замеров пылесодержания составляет 5—6%. В стационарных скрубберах скорость газа допускают до 1 м/сек.

Теоретически предельной скоростью газа явится та его скорость, при которой приставшая к поверхности колец пылинка будет снова подхвачена потоком газа. Применяемая же скорость газа должна быть ниже предельной, чтобы исключить возможность подхвата газа осевших пылинками с малоувлажненных колец.

Выявленные особенности колец позволяют уменьшить количество колец за счет уменьшения поперечного сечения очистителя при сохранении высоты слоя колец.

В этой части исследования были, кроме того, испытаны кольца размером 25 × 25 мм. Очиститель имел диаметр 200 мм, а высота слоя колец составляла 1050 мм. При этом опыте было задержано пыли кольцами Рашига 63 г вместо 200 г, задержанных слоем колец размером 15 × 15 мм. Первый слой колец Рашига 25 × 25 мм задержал 20% пыли от всей задержанной.

Таким образом, с увеличением дробления всего потока на отдельные струйки, вызванного большим количеством колец меньшего размера, улучшается очистка газа.

Таблица 7

Гидравлические сопротивления всего очистителя и слоя колец в зависимости от скорости газа
Высота слоя колец Рашига 1050 мм

Условная скорость газа в м/сек	Среднее гидравлическое сопротивление в мм вод. ст.	
	всего очистителя	слоя колец Рашига
0,1	5	0,5
0,2	15	2
0,3	30	5
0,4 ¹	50	10

¹ Соответствует производительности газогенератора 60—65 м³/час с. н. г.

(табл. 6), а в случае отдельного слоя 0,160 г/м³ с. н. г. Практически пылесодержание газа за очистителями надо признать одинаковым.

Гидравлические потери давления (сопротивления) очистителя и слоя колец Рашига имеют небольшие величины и приведены в зависимости от скорости газа в табл. 7.

В заключение надо отметить, что кольца Рашига, помимо пыли, задерживают некоторое количество смолистых веществ. На кольцах задерживалось около 0,11 г смолистых веществ (растворимых в ацетоне) из 1 м³ очищенного газа. Высота колец при этом составляла 1050 мм, а газ имел среднюю скорость 0,9 м/сек при перепаде температур с 65 до 40°С.

Нормально очистка газа в слое колец Рашига происходит при их увлажнении. Средняя толщина воды, покрывающей поверхность колец, была определена опытным путем. Для этого объем воды, задержанной кольцами, делился на поверхность колец. Толщины слоя воды, удерживаемой на поверхности различных колец Рашига, приведены в табл. 8.

Из табл. 8 видно, что толщина слоя воды на кольцах равняется от 40 до 125 м. Эту величину необходимо рассматривать, сопоставляя ее с размерами пылевых частиц, которые равняются 10—60 м (в случае очистки древесного генераторного газа кольцами Рашига). Это обстоятельство, надо думать, способствует лучшему удерживанию задержанных пылинок от вторичного их захватывания.

Руководствуясь описанным выше теоретическим представлением о физической сущности процесса очистки газа от пылевых частиц в слое колец Рашига, мы из экспериментальных данных получили закономерности по изменению концентрации пыли

Количество задержанной воды на кольцах Рашига и средняя толщина слоя воды

Таблица 8

Наименование и размер колец Рашига	Вес воды на 10 колец в г	Поверхность 10 колец в см ²	Вес воды на поверхности 1 м ² колец в г	Толщина слоя пленки воды
Одинкованные новые, размером 15 × 15 × 0,6 мм	0,5586	133,7	41,8	42
Омедненные новые, размером 12 × 1,9 × 0,3 мм	0,4506	84,36	53,4	53
Омедненные, покрытые коррозией, размером 12 × 10,7 × 0,4 мм	1,0460	83,73	124,8	125

в газе в зависимости от высоты слоя колец Рашига и количества выделенного конденсата. Эта зависимость с достаточной точностью выражается уравнением

$$\varphi = \varphi_0 e^{-kn} \left(\frac{g}{m^3} \right), \quad (1)$$

называемым в математике законом сложных процентов.

В данном уравнении φ_0 и φ обозначают пылесодержание газа [г/м³ с. н. г.] до и после слоя колец; e — основание натуральных логарифмов, n — число рядов колец в слое (получается делением высоты слоя h мм на 15 мм — средний размер ряда колец) и k — коэффициент, который зависит от размера, веса и увлажненности пылевой частицы, поворота струи газа, плотности вязкости газа и других факторов.

На фиг. 7 даны экспериментальные кривые концентрации пыли в зависимости от высоты слоя колец для различного количества выделяющегося конденсата и теоретические кривые по уравнению $\varphi = \varphi_0 e^{-kn}$. При этом коэффициент k имеет следующие значения: для случая очистки газа без конденсации $k = 0,002$; при конденсации 22 г/м³ с. н. г. $k = 0,006$; при конденсации 61 г/м³ с. н. г. $k = 0,012$ и при конденсации 73 г/м³ с. н. г. $k = 0,016$.

Распределение задержанной пыли по высоте слоя колец может быть подсчитано по формуле:

$$\varphi_0 - \varphi = \varphi_0 \left(1 - e^{-kn} \right) \left(\frac{g}{m^3} \right), \quad (2)$$

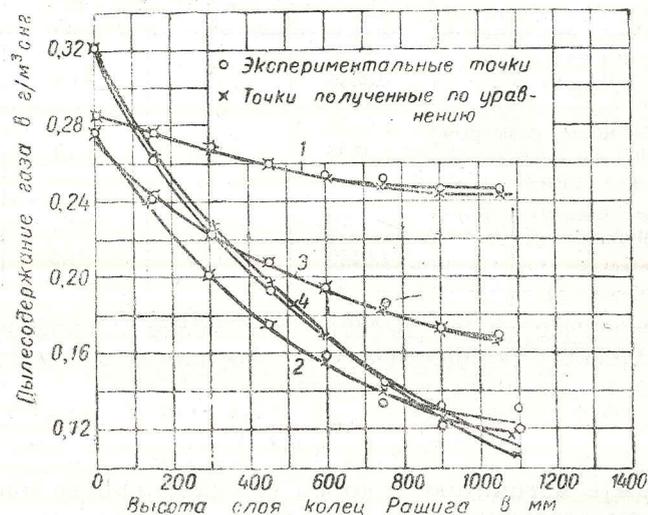
которая может быть легко получена из уравнения (1).

Пылевые частицы после грубых очистителей древесных газогенераторных установок в большой степени однородны по весу и размерам. Переменным фактором является степень охлаждения газа в слое колец Рашига, влияющая на количество образующегося конденсата.

*

Конденсирование паров воды в очистителе необходимо для увеличения веса пылинки, смачивания поверхности колец Рашига и частичного смыывания с них осевших пылевых частиц.

Собирающийся в поддоне конденсат целесообразно использовать для промывки нижних колец. Промывка конденсатом нижних слоев колец удлиняет срок работы очистителя между профилактическими промывками очистителя. Промывку конден-



Фиг. 7. Экспериментальные кривые пылесодержания газа в зависимости от высоты слоя колец Рашига для различного количества выделенного конденсата и теоретические кривые по уравнению

$$\varphi = \varphi_0 e^{-kz}$$

где φ — пылесодержание газа в слое колец; φ_0 — пылесодержание газа перед входом в слой; n — число рядов колец (высота ряда 15 мм); k — коэффициент.
1 — кривая пылесодержания без конденсации паров воды; 2 — кривая, соответствующая конденсации 61 г паров воды из 1 м³ газа; 3 — кривая, соответствующая конденсации 22 г паров воды из 1 м³ газа; 4 — кривая, соответствующая конденсации 73 г паров воды из 1 м³ газа.

сатом нижних колец осуществляют в сочетании с частичным барботажом газа. При этом поток газа, раздробленный на небольшие струйки, увлекает из поддона воду в слой колец Рашига и промывает их.

Количество тепла, отнятого от газа при конденсировании паров воды, удобно подсчитывать по формуле:

$$q = i_2' - i_2 \left[\frac{\text{ккал}}{\text{час} \cdot \text{кг} \cdot \text{газа}} \right], \quad (3)$$

где i_2' и i_2 — теплосодержание смеси газов с парами воды соответственно в начале конденсации и при выходе из очистителя. Значение теплосодержаний можно брать из таблицы смеси воздуха с водяными парами, так как разность этих величин не

дает большой ошибки по сравнению со смесью газа и паров воды.

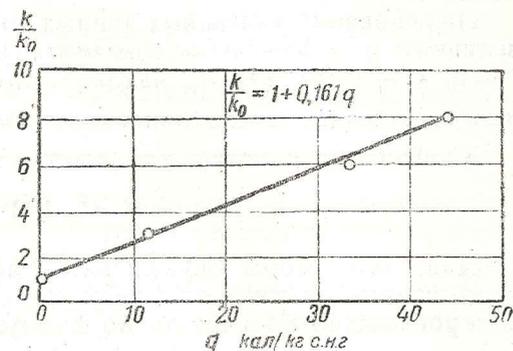
i_2' — находим в таблице, по величине температуры конденсации паров воды t_2' начала конденсации, имея из опыта влагосодержание газа, поступающего в очиститель, i_2 — находим в таблице, по температуре выходящего из очистителя газа (таблицу см. в справочнике „Hütte“, т. 1, стр. 606, изд. 1936 г.).

По данным количества тепла q , отнятого от газа при конденсации паров воды [формула (3)], и зависимости изменения пылесодержания газа от количества сконденсированных паров воды получена зависимость коэффициента k от величины q . Эта зависимость в графическом виде дана на фиг. 8. В аналитическом виде ее можно представить так:

$$\frac{k}{k_0} = 1 + 0,161 q, \quad (4)$$

где k — коэффициент искомый, а k_0 — коэффициент, соответствующий случаю отсутствия конденсации паров воды (в нашем случае $k_0 = 0,002$).

При рассмотрении приведенных зависимостей [уравнения (1) и (4)] и тем более при пользовании ими для расчетов надо учитывать условия проведенных опытов: 1) в опытах не предпринимался вопрос, каким способом будет достигнуто



Фиг. 8. Зависимость между k/k_0 и количеством тепла, отнятого от газа в очистителе при конденсации паров воды.

охлаждение газа на машине, и 2) исследование и сделанные выводы относятся к пыли древесного генераторного газа, с однородным составом пылевых частиц (размерами от 10 до 60 м и кажущимся удельным весом 0,3 — 0,4 г/см³), поэтому данные исследования нельзя механически переносить для древесно-угольного газа, особенно полученного горизонтальным процессом.

В том случае, если поступающая в тонкий очиститель пыль состоит из более крупных и тяжелых пылевых частиц, то степень очистки газа кольцами Рашига значительно увеличивается. Так, в случае работы грубых очистителей без пластин и добавки опилок в газогенератор коэффициент очистки тонкого очистителя с 42% (по установке Г-69) повышается до 92%. В последнем случае пылесодержание газа, поступающего в тонкий очиститель, составляло 2,3 г/м³ с. н. г., и пыль содержала большое количество крупных угольков, достигающих 1 мм, которые оставались в поддоне при резком повороте газа. Исходя из приведен-

ных данных, надо отметить необходимость при исследовании неоднородных пылей выяснять фракционный состав пыли и получать коэффициенты очистки газа по фракциям.

Полученные закономерности в результате исследований позволяют производить расчет очистителя с кольцами Рашига для древесных газогенераторных установок.

Расчет рекомендуется производить следующим образом. Для расчета очистителя с кольцами Рашига должны иметься: расход газа G (кг/час), влагосодержание газа x [кг пара/кг газа], пылесодержание входящего в очиститель газа φ_0 (г/м³ с. н. ч.), температуры входящего газа t_1 . Кроме того, надо задаться величинами: температурой выходящего из очистителя газа t_2 (°Ц), обычно $t_2 \cong 40^\circ\text{Ц}$, температурой окружающего воздуха t_b и скоростью потока воздуха обдувающего очиститель (скорость автомобиля). По компоновке очистителя на автомобиле и по конструктивным соображениям выбирается диаметр очистителя D и высота слоя колец h .

На основании указанных данных подсчитываем по формуле (3) величину $q = i'_2 - i_2$ (ккал/кг газа). По уравнению (4) находим $k = k_0 (1 + 0,161 q)$. И, наконец, по уравнению (1) находим пылесодержание после очистителя $\varphi = \varphi_0 e^{-kn}$, где $n = \frac{h}{15}$.

Коэффициент очистки для этого случая получим по формуле

$$\eta = \frac{\varphi_0 - \varphi}{\varphi_0} \cdot 100 (\%).$$

Для того чтобы осуществить такую степень очистки газа, надо отнять от газа вполне определенное количество тепла, которое можно подсчитать по формуле

$$Q = G[C_p(t_1 - t_2) + (i_2 - i_2)] \text{ [ккал/час]}, \quad (5)$$

где C_p — теплоемкость смеси газа с парами воды в кал/кг. Остальные обозначения были даны выше.

Поэтому для запроектированного очистителя надо произвести подсчет необходимой охлаждающей поверхности, которая должна обеспечить теплопередачу Q [ккал/час] от газа к воздуху в условиях движения автомобиля. Только в этом случае будет обеспечена запроектированная степень очистки. Охлаждающую поверхность возможно получить из известной формулы

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_m \text{ [ккал/час]}, \quad (6)$$

где K — коэффициент теплопередачи от газа к воздуху в ккал/м² час;

F — охлаждающая поверхность в м²;

Δt_m — средний температурный логарифмический напор при перекрестном токе газа и воздуха в °Ц.

Ввиду того, что для нашего случая нет в литературе проверенных величин K и Δt_m , можно рекомендовать подсчет их производить, пользуясь (теорией подобия) так называемыми зависимостями между критериями подобия.

По вопросу теплопередач для нашего случая лучше всего воспользоваться книгой Кирпичева В. М., Михеева М. А., Энгельсона Л. С. „Теплопередача“, изд. 1940 г.

Подсчет Δt_m можно произвести по Бауману (см. книгу Кирпичева, стр. 225). Чтобы получить

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (7)$$

надо подсчитать:

α_k — коэффициент теплопередачи от газа к стенке при конденсации паров воды (можно воспользоваться работами Кутателадзе — см. упомянутую книгу, стр. 201—206, и Гудумгука, стр. 260);

α_2 — коэффициент теплопередачи от стенки к воздуху (случай трубы в поперечном потоке жидкости, Кутателадзе, стр. 154—164).

Проверочные расчеты K для опыта с конденсацией воды 61 г/м³ с. н. г. дали величину:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8470} + \frac{0,002}{45} + \frac{1}{33}} = 32,8 \left[\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}^\circ\text{Ц}} \right],$$

тогда как по данным опыта в лаборатории при обдуве очистителя вентилятором общий коэффициент теплопередачи $K = 35 \left(\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}^\circ\text{Ц}} \right)$.

Полученная охлаждающая поверхность из уравнения (6) должна быть сопоставлена с поверхностью действительно полученной из компоновочного чертежа очистителя. Для увеличения охлаждающей поверхности в конкретной конструкции возможно иметь проходы для воздуха, ребра или разделение тонкого очистителя на две или более колонок.

Данные исследования могут быть распространены на подобные системы, т. е. на случай очистки древесного газа от пылевых частиц.

Чтобы получить суждение о сроках работы очистителя между промывками, можно подсчитать количество задерживаемой пыли A по высоте колец. Подсчет может быть произведен по формуле

$$A = \varphi_0 (1 - e^{-kn}) G',$$

где G' — расход газа в м³/час с. н. г. Другие обозначения такие, как в формуле (1).

Проведенная работа с кольцами Рашига позволяет уменьшить в существующих очистителях число колец до 25 и более процентов и дает возможность производить расчет очистителя с кольцами Рашига.

СОДЕРЖАНИЕ

Рамайя К. С., Внутреннее трение смазочных масел	5
Осипян А. В., Теория заплоского эвольвентного зацепления	36
Минкин М. Л., Сопротивление проветыванию при пуске автотракторных дизелей	104
Вержбицкий Н. Ф., Динамометрические тележки для тяговых испытаний тракторов	133
Коренев М. С., Тонкая очистка древесного генераторного газа от механических примесей слоем колец Рашига	166

Редактор А. Г. ВОВК
Техред Б. И. Модель

Сдано в произв. 2/VIII 1946 г.
Тираж 2000 экз. А 02206. Печ. л. 11¹/₂

Подписано к печ. 6/I 1947 г.
Уч. изд. 12¹/₂ Заказ 724

1-я тип. Машгиза, Ленинград. ул. Моисеенко, 10.

7 11/1 1947