

р. 6.1
274

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 274

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

СБОРНИК СТАТЕЙ
III

Ep. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

С Е Р И Я А

№ 274

1969

УДК. 625.7/8

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

СБОРНИК СТАТЕЙ

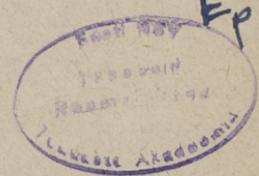
III

ТАЛЛИН 1969

Ep. 91

ABTOMORPHINE TRANCHOT
ABTOMORPHINE TRANCHOT
ABTOMORPHINE TRANCHOT

Ep. 917



ABTOMORPHINE TRANCHOT

УДК 620.192.42

А. Ю. Ваймель и М. К. Конпель

ИЗМЕНЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕСЧАНОГО АСФАЛЬТОБЕТОНА ПРИ ИСПЫТАНИИ ЕГО НА МОРОЗОСТОЙКОСТЬ

Проблемы морозостойкости асфальтобетонов мало изучены. Это подтверждается следующими обстоятельствами:

1) требования морозостойкости щебня асфальтобетона по нормам, вышедшим в последние годы, не были едиными (см. таб. 1);

Таблица 1

Требования морозостойкости щебня асфальтобетона

Название нормативных документов	Марка морозостойкости щебня асфальтобетона	Примечания
ГОСТ 9128—59	—	Не требуется определить морозостойкость щебня
СНиП I—Д. 2—62	Мрз 25	Верхний слой с поверхностной обработкой в умеренных климатических условиях
ВСН 93—63	Мрз 50	Верхний слой независимо от климатических условий и категории дорог
ГОСТ 9128—67	Мрз 25—50	В зависимости от марки и типа асфальтобетона в умеренных климатических условиях

2) испытание на морозостойкость асфальтобетона не стандартизировано;

3) морозостойкость асфальтобетонов оценивается косвенно по морозостойкости их составляющего — щебня;

4) нормами не установлены требования морозостойкости искусственного песка.

В последние годы в Эстонской ССР началось применение асфальтобетонов на базе привозного из Карельской АССР искусственного песка (отходы дробления природного камня изверженной породы). В то время в Эстонской ССР имеются неограниченные запасы мелких (средних) природных кварцевых песков, а также маломорозостойкие искусственные пески, как отходы дробления (известняка) карьерного производства. Поэтому следует изучать возможность улучшения зернового состава мелких (средних) природных песков добавками маломорозостойких отходов дробления (известняка).

Для разработки общих положений был изучен асфальтобетон, изготовленный на базе щебня высокой морозостойкости ($>M_{рз} 100$). Указанный бетон был принят в качестве эталонного асфальтобетона, чтобы в ходе последующих исследований иметь основу сравнения асфальтобетона на базе маломорозостойких отходов дробления с эталонным.

Настоящим представляются результаты испытания эталонного асфальтобетона (из искусственного песка) на морозостойкость.

Средний состав эталонного асфальтобетона был следующий:

отходы дробления природного камня ($>M_{рз} 100$)	
изверженной природы $\varnothing 0-5$ мм	70%
кварцевый песок	20%
активизированный минеральный порошок	10%
Итого	100%

в том числе фракции $\varnothing 1,25-5$ мм отходов дробления	около 40%
нефтяной битум БН III (сверх 100%)	6%

Физические свойства и прочностные характеристики эталонного асфальтобетона представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2

Средние физические свойства эталонного асфальтобетона

Наименование показателей	Значение показателей
Остаточная пористость, % от объема	2,5—3,5
Водонасыщение, % от объема	0,9—3,4
Набухание, % от объема	0,1—0,4
Объемный вес, г/см ³	2,38—2,42

Средние прочностные характеристики эталонного асфальтобетона

Наименование характеристики	При температуре °С			
	+50	+20	0	-20
Прочность при сжатии				
а) без насыщения образцов водой под вакуумом	12,0	44,4	119,7	241,3
б) с насыщением образцов водой под вакуумом	9,1	40,4	110,9	263,0
Прочность при растяжении				
а) без насыщения образцов водой под вакуумом	—	10,6	38,7	58,0
б) с насыщением образцов водой под вакуумом	—	10,3	36,3	60,3

Большой коэффициент теплоустойчивости объясняется неудовлетворительным прилипанием битума с кислым минеральным материалом.

Обычно морозостойкость строительных материалов оценивается либо по потере в весе, либо по изменению прочностных характеристик материалов. При том критерием морозостойкости служит, например, уменьшение прочности на сжатие на 20—30% от начальной, т. е. значение коэффициента морозостойкости 0,7—0,8.

Определить морозостойкость асфальтобетонов по потере в весе невозможно, так как несколько сот циклов замораживания мало изменяют наружный вид асфальтобетонных образцов. Кроме того, если даже наблюдается потеря в весе, нет возможности определить ее с необходимой точностью, ибо в ходе испытания на морозостойкость увеличивается влажность асфальтобетонных образцов, причем осушение образцов невозможно.

Поэтому было решено исследовать проблемы морозостойкости асфальтобетонов по уменьшению прочности на сжатие (и растяжение).

Так как асфальтобетон является термопластичным материалом, следовало исследовать уменьшение прочности образцов при разных температурах (+50°, +20°, 0° и -20°С).

Опираясь на данные литературных источников, были проведены испытания на морозостойкость двумя методами:

а) насыщение водой образцов производилось при нормальном давлении в течение 6 часов, а затем образцы были помещены на 6 часов в холодильный шкаф;

б) так как водонасыщение асфальтобетонных образцов составляет менее 3%, вследствие малости диаметра самих пор, и учитывая, что из-за гидрофобных свойств асфальтобетона проникновение воды при нормальном давлении в лабораторных условиях в его поры затруднено, то асфальтобетонные образцы насыщались под вакуумом в течение 3 часов; после насыщения образцы выдерживались в воде еще в течение 3 часов при нормальном давлении, а затем помещались на 6 часов в холодильный шкаф.

При испытании минеральных строительных материалов на морозостойкость образцы, перед помещением в холодильный шкаф, обычно выдерживаются в течение 48 часов в воде. Опыты показывают, что после 48 часов поглощение воды еще продолжается. При комбинированном испытании асфальтобетонных образцов (насыщение водой под вакуумом + поглощение при нормальном давлении) количество поглощенной воды может увеличиваться еще на 50—100%.

Учитывая, что водонасыщение под вакуумом больше соответствует возможной влажности материалов в дорожной одежде, необходимо определить водонасыщение асфальтобетонных образцов под вакуумом, а после этого проводить испытание на морозостойкость.

Результаты двух методов испытания изображены на фигурах 1 и 2.

Выяснилось, что ход изменения прочности на сжатие не одинаков при разных температурах.

Рассмотрим во-первых результаты испытания на морозостойкость без насыщения образцов водой под вакуумом.

Прочность на сжатие R_{50} заметно не изменится даже в ходе 350 циклового испытания на морозостойкость.

Прочность на сжатие R_{20} изменяется заметно, но в общем колеблется в узких пределах. Поэтому по прочности трудно правильно судить о морозостойкости асфальтобетона, тем более, что сами результаты прочности на сжатие колеблются относительно в больших пределах.

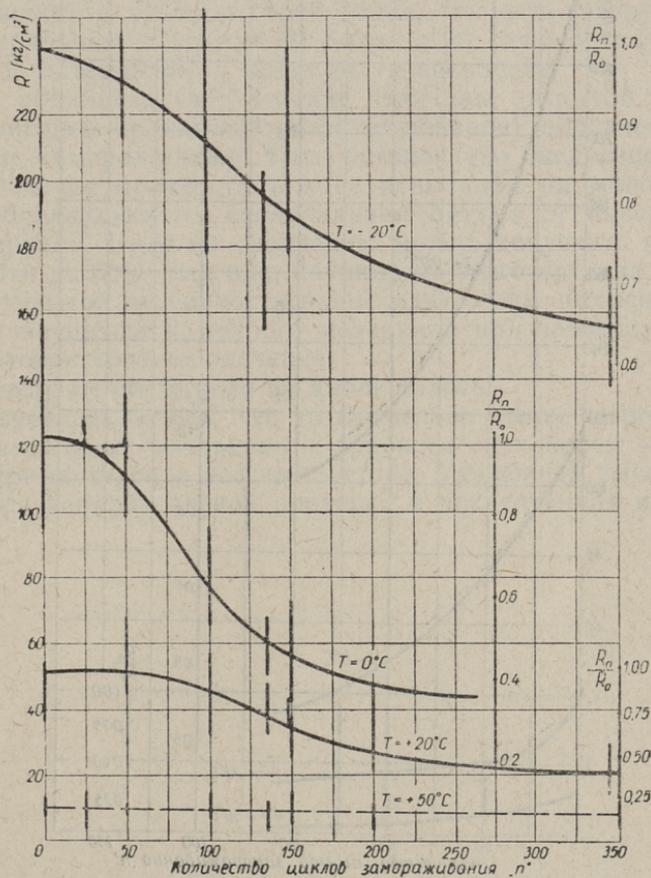
Прочность R_{-20} изменяется относительно мало, причем результаты прочности на сжатие колеблются в очень больших пределах. Кроме того, прочность на сжатие образцов не то же самое, что прочность асфальтобетона, а системы асфальтобетон + лед в порах и микротрещинах.

Из фиг. 1 вытекает, что при исследовании асфальтобетона на морозостойкость в основу оценки морозостойкости следует взять изменение прочности на сжатие образцов асфальтобетона при температуре 0°C.

Аналогичное положение выявляется также при испытаниях с вакуумированными образцами (фиг. 2): самые большие изменения прочности на сжатие наблюдаются при 0°C.

Прочность на растяжение определялась по бразильскому методу.

Ход изменения прочности на растяжение при разных температурах после n циклов замораживания такой же, как на

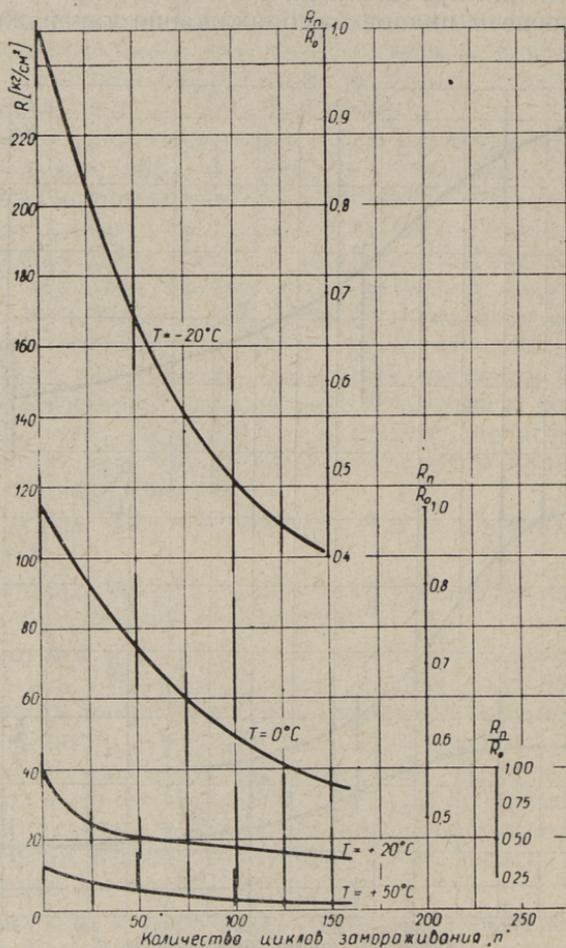


Фиг. 1 Результаты испытания асфальтобетонных образцов на морозостойкость без насыщения образцов водой под вакуумом

сжатие, но результаты прочности на растяжение колеблются в больших пределах. Кажется, что бразильский метод методически несовершен, особенно при температурах выше 0°C , когда на результаты сопротивления при растяжении влияет смятие на контактных поверхностях образцов и плит пресса.

Сравнивая два метода испытания на морозостойкость мы рекомендуем перед каждым замораживанием насыщать асфальтобетонные образцы водой под вакуумом.

Рекомендуем это сделать по следующим причинам:



Фиг. 2. Результаты испытания асфальтобетонных образцов на морозостойкость насыщением образцов под вакуумом

1) большие изменения в прочностях на сжатие имеют место в течение 100—150 циклов замораживания, между тем, как для обычного испытания на морозостойкость требуется произвести больше 300 циклов замораживания;

2) иногда необходимо временно (например, во время праздников) прерывать испытание, тогда образцы помещаются в воду, а при продолжении испытания образцы подвергаются насыщению водой под вакуумом и т. д., как было изложено выше.

При прерывании испытания без вакуумирования нарушается нормальная продолжительность оттаивания образцов. Под влиянием мороза и влажности в асфальтобетоне могут возникнуть трещины трех видов, то есть разрушиться 1) минеральный материал, 2) битум и 3) связи между минеральным материалом и битумом — сцепление.

При обработке (определение величины открытой поверхности методом красителей; экстрагирование) образцов после n циклов замораживания было установлено следующее:

1) падение прочности в ходе испытания на морозостойкость обуславливается отслаиванием битума от минерального материала. Судя по сцеплению можно допускать падение прочности до 60%, так как, начиная от этого предела, увеличение открытой поверхности происходит очень интенсивно;

2) разрушение каменного материала при замораживании имеет второстепенное значение;

3) разрушение битума не наблюдалось.

Следует заключить, что относительно менее морозостойкие минеральные материалы с хорошим сцеплением успешно могут применяться в асфальтобетоне. Указанный вывод подвергается дополнительной проверке в последующих исследованиях.

Transformation of Strength Characteristics of Sand Asphalt by Testing on Frost Resisting Properties

Summary

The report gives results of the testing on frost resisting properties of a standard sand asphalt mix. The standard asphalt mix, based on an artificial sand with the highest resistance to frost, was examined by two methods at various temperatures.

The results of the tests are analysed and it is concluded, a water-logging of specimen in vacuum before every cycle of freezing must be done. The authors recommend the compression strength of the specimen at 0° C as a characteristic of the frost resisting property of asphalt concrete mixes.

УДК 621.431.73.004.5

Р. Ю. Левет

О СРОКЕ СМЕНЫ МАСЛА И ФИЛЬТРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В настоящее время с ежегодным увеличением автопарка эксплуатация автомобилей, заключающаяся в поддержании их надежности и технической готовности, становится проблемой общегосударственной важности.

Однако до сих пор затраты на техническое обслуживание и ремонт автомобилей остаются весьма высокими и в себестоимости перевозок составляют 15—20% [1].

Сокращение затрат на обслуживание и ремонт автомобилей непосредственно связано со стремлениями рационального использования эксплуатационных материалов: масла, фильтрующих элементов и т. д. Если сроки смены автолов АК-10, АК-6 составляли 1,5—2 тыс. км пробега, то масла, выпускаемые по новым стандартам, нужно менять через 8—9 тыс. км и более [2, 3] в зависимости от технического состояния двигателей и условий эксплуатации автомобилей. Кроме улучшения качества исходного масла на срок службы масла и долговечность деталей двигателя влияет эффективность фильтрации масла, т. е. степень содержания суммарных механических примесей в циркулируемом масле.

Создание современных быстроходных двигателей автомобилей тесно связано с совершенствованием систем фильтраций масла, появлением центробежных очистителей. Однако наиболее распространенным типом фильтров является сменный фильтрующий элемент тонкой очистки масла. Потребность народного хозяйства Союза в сменных фильтрующих элементах тонкой очистки масла для автомобилей и тракторов достигает в настоящее время 20 млн. штук в год [4].

Автохозяйства снабжаются в основном картонными фильтрующими элементами ЭФ-КП, эффективность фильтрации которых по сравнению с фильтрующими элементами ДАСФО—ЭФА или Р несколько улучшена за счет измененной конструкции.

Сроки смены фильтрующих элементов, рекомендуемые заводами, являются усредненными. Так, например, замену фильтрующих элементов автомобилей ГАЗ рекомендуется производить по инструкциям заводов через 2000—3000 км.

Приведенные усредненные сроки смены фильтрующих элементов в конкретных условиях эксплуатации автомобилей могут быть либо значительно увеличены, например, для новых или работающих в благоприятных условиях эксплуатации двигателей, либо наоборот, сокращены для двигателей, имеющих значительный износ цилиндно-поршневой группы, и двигателей, работающих в тяжелых условиях эксплуатации [5].

С одной стороны, срок смены фильтрующего элемента необходимо выбирать в зависимости от допускаемой весовой концентрации загрязняющих примесей в масле — X , в %.

С другой стороны, желательно, чтобы смену фильтрующего элемента проводили на очередном ТО-1 или ТО-2, т. е. срок смены фильтрующего элемента необходимо брать равным или кратным с установленным пробегом автомобиля до ТО-1.

При эксплуатации двигателей грузовых автомобилей с маслами без моющих присадок сроки смены картерных масел и фильтрующих элементов были равными в пределах 2000—4000 км пробега автомобилей.

С увеличением срока службы новых сортов масел до 9000 км и более, сроки смены фильтрующих элементов необходимо уточнить, т. к. первоначальные условия и эффективность работы сменяемых фильтрующих элементов резко отличаются. Для предотвращения возможных абразивных износозов за счет увеличения концентрации загрязняющих примесей в масле, при увеличении интервалов смены масла, особенно важное значение приобретает своевременная смена фильтрующих элементов.

Для исследования оптимальных сроков смены фильтрующих элементов необходимо проверить, как изменяется концентрация загрязняющих примесей в масле X от пробега L .

$$X = f(L). \quad (1)$$

Чтобы решить это уравнение, составим баланс загрязняющих примесей за малый пробег ΔL км автомобиля.

$$\Delta q_1 = \Delta q_2 + \Delta q_3 \quad [г], \quad (2)$$

где Δq_1 — количество загрязняющих примесей, поступивших в масло за пробег ΔL км.

$$\Delta q_1 = a \cdot \Delta L \quad [г], \quad (3)$$

где a [г/км] — средняя весовая скорость поступления загрязняющих нерастворимых примесей в масло с учетом работы фильтра грубой очистки;

Δq_2 — изменение количества примесей, содержащихся в картерном масле, за пробег ΔL км.

$$\Delta q_2 = 0,01G(X - X_0) \text{ [г]}, \quad (4)$$

где G [г] — вес масла в системе,

X_0 [%] — весовая концентрация загрязнения в масле в начале пробега ΔL ,

X [%] — весовая концентрация загрязнения в масле в конце пробега ΔL ,

Δq_3 — количество загрязняющих примесей, удаленных фильтрующим элементом за пробег ΔL км.

$$\Delta q_3 = m \cdot \Delta K \quad (5)$$

ΔK [г] — общий привес фильтрующего элемента за пробег ΔL [км],

m — коэффициент, учитывающий привес сухого загрязнения, $m = 0,38 - 0,40$.

После совместного решения уравнений 2—5, получим

$$a \Delta L = 0,01G(X - X_0) + m \Delta K \quad (6)$$

Обозначая $X - X_0 = \Delta X$ и преобразовывая уравнение (6), получим

$$\frac{\Delta X}{\Delta L} = \frac{100a}{G} - \frac{m \cdot \Delta K}{G \cdot \Delta L} \quad (7)$$

или в дифференциальном виде

$$\frac{dx}{dL} = \frac{100a}{G} - \frac{mdK}{G \cdot dL} \quad (8)$$

Уравнение (8) устанавливает зависимость X от параметров, определяемую условиями работы и технического состояния двигателя и фильтра.

L — пробег до смены фильтрующего элемента, в км;

X_0 — степень загрязнения масла мех. примесями в начале пробега фильтрующего элемента, в %;

X — степень загрязнения масла мех. примесями в конце пробега фильтрующего элемента, в %;

K — привес фильтрующего элемента за данный пробег, в г.

Принимая условно, что во время пробега вес картерного масла $G = \text{const}$, формулу (7) можно переписать в виде

$$a = \frac{0,01G(x-x_0) + mK}{L} \quad [г/км] \quad (9)$$

Формула (9) позволяет определить среднюю скорость поступления загрязнения в масло, ибо величины правой части уравнения можно определить экспериментально.

Величина a зависит главным образом от технического состояния и эксплуатационного режима двигателя, а также от эффективности работы фильтра грубой очистки масла. Эксплуатационные условия и техн. состояние двигателя можно приблизительно определить по удельному расходу горючего и масла. С увеличением удельного расхода горючего и масла величина a увеличивается.

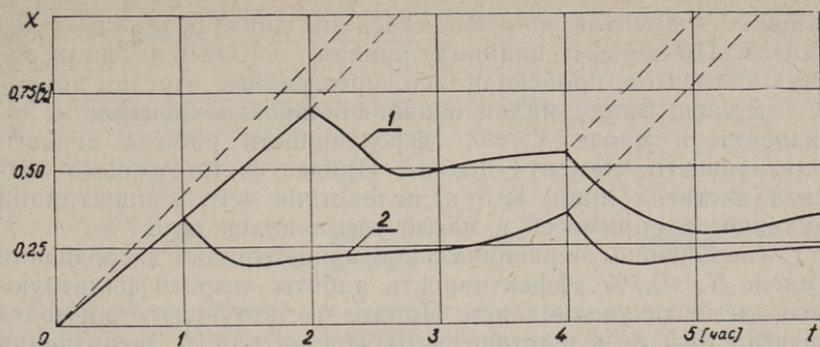
В табл. 1 даны результаты эксплуатационных исследований загрязнения масла автомобилей ГАЗ-51 и ГАЗ-53Ф на дорогах города Таллина и ЭССР, проведенные кафедрой автотранспорта ТПИ.

Таблица 1

Средние удельные расходы ГСМ и скорости поступления загрязняющих примесей в масло

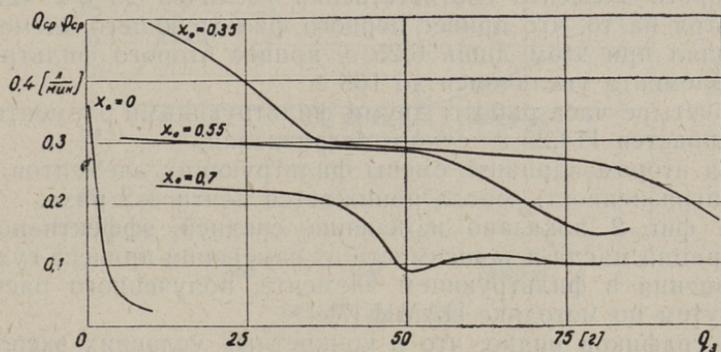
Модели автомобилей	Число автомобилей	Суммарный пробег автомобилей, км	Средний удельный расход бензина, л/100 км	Средний удельный расход масла, л/100 км	Средняя скорость поступления загрязняющих примесей в масло, г/100 км
ГАЗ-53Ф	5	64491	30,6	0,63	2,94
ГАЗ-53Ф	5	33857	30,0	0,49	3,00
ГАЗ-51	10	55578	26,6	0,50	2,76

Диапазоны изменения средней скорости поступления загрязнения в масло составляли для плановых автомобилей ГАЗ-53Ф от 1,38 до 4,68, часовых автомобилей ГАЗ-53Ф от 1,24 до 5,24 и ГАЗ-51 от 1,24 до 5,24 в зависимости от удельного расхода горючего и масла отдельных автомобилей. Не-



Фиг. 1. Изменение весовой концентрации загрязнения масла в зависимости от применяемого варианта смены фильтрующих элементов ЭФ-КП при постоянной скорости поступления загрязнения в масло:

- 1 — смена первого ф. эл. после 2-х часов работы,
- 2 — смена первого ф. эл. после 1-го часа работы



Фиг. 2. Изменение средней эффективности фильтрации масла в зависимости от привеса фильтрующих элементов и первоначальной концентрации загрязнения масла

обходимо отметить, что в случае засорения фильтра грубой очистки масла средняя скорость поступления загрязняющих примесей в масло может увеличиться примерно в 2,5 раза [6]. На основе данных средней скорости поступления загрязняющих примесей в масло в конкретных условиях эксплуатации, проведены исследования изменения эффективности работы фильтрующих элементов ЭФ-КП при $a=36$ г/час на безмоторной стендовой установке.

Результаты стендовых исследований представлены на фиг. 1 и 2. Из графиков на фиг. 1 видно, что замена филь-

трующих элементов производилась по двум различным вариантам. По первому варианту кривая — 1, замена фильтрующих элементов, производилась через равные отрезки времени — 2 часа. Ввиду малой первоначальной концентрации загрязнения в масле $X_0 \approx 0$, эффективность работы первого фильтрующего элемента низкая. Привес фильтрующего элемента достигал лишь 12,5 г, вследствие чего концентрация механических примесей в масле увеличилась до 0,7%.

С увеличением первоначальной концентрации загрязнения в масле $X_0 = 0,7\%$ эффективность работы второго фильтрующего элемента увеличилась. Привес фильтрующего элемента достигал 81,5 г, вследствие чего концентрация загрязнения масла механическими примесями понизилась до 0,55%.

За четыре часа работы двумя фильтрующими элементами из масла задержано 94,0 г сухого загрязнения.

По второму варианту кривая — 2, срок службы первого фильтрующего элемента, сокращен на один час, а срок службы второго элемента соответственно увеличен до 3-х часов. Несмотря на то, что привес первого фильтрующего элемента составлял при этом лишь 6,25 г, привес второго фильтрующего элемента увеличился до 108 г.

За четыре часа работы двумя фильтрующими элементами удерживается 114,25 г сухого загрязнения.

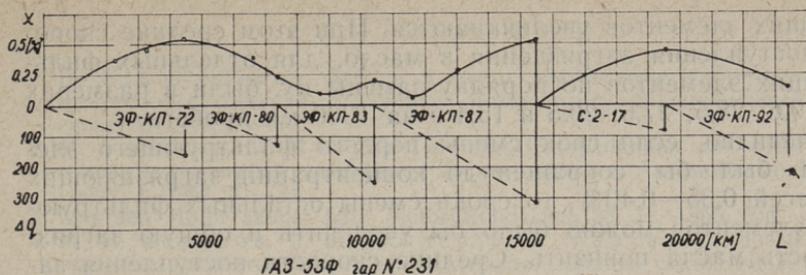
При втором варианте смены фильтрующих элементов общая загрязненность масла понижается почти в 2 раза.

На фиг. 2 показано изменение средней эффективности фильтрации масла в зависимости от изменения привеса сухого загрязнения в фильтрующем элементе, полученного расчетным путем по методике НАМИ [7].

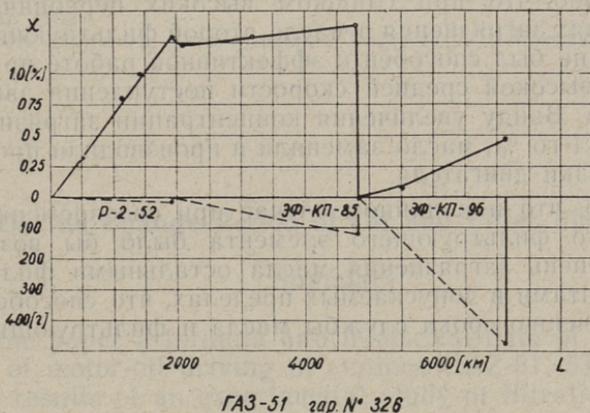
Из графиков видно, что в конкретных условиях эксплуатации эффективность фильтрации масла и соответственно максимальные привесы фильтрующих элементов зависят от первоначальной концентрации загрязнения в масле — X_0 .

В. А. Жужиков [8] указывает, что твердые частицы суспензии в процессе фильтрования могут не только задерживаться на поверхности фильтровальной перегородки, но и проникать в ее поры. Это характерно для разделения суспензий, содержащих в небольшой концентрации относительно малые частицы, взвешенные в жидкости с высокой вязкостью, например, при очистке масел. Проникание твердых частиц в поры перегородки нежелательно, так как это приводит к резкому увеличению их сопротивления. Вместо фильтрования с закупориванием пор следует стремиться к осуществлению фильтрования с образованием осадка.

Очевидно, что первоначальная концентрация загрязнения в масле влияет на условия образования осадка в фильтрую-



Фиг. 3. Изменение весовой концентрации загрязнения масла в зависимости от смены фильтрующих элементов при $X = 0, 0,555, 0,24, 0,195, 0,$ и $0,46\%$



Фиг. 4. Изменение весовой концентрации загрязнения масла в зависимости от замены фильтрующих элементов при $X = 0, 1,3,$ и $0,08\%$

щем элементе. Конкретным условиям эксплуатации соответствует определенная первоначальная загрязненность масла, при котором обеспечивается максимальная эффективность работы фильтрующих элементов.

Результаты стендовых исследований подтверждаются эксплуатационными испытаниями автомобилей.

На фиг. 3 и 4 представлены итоги эксплуатационных испытаний автомобилей ГАЗ-53Ф и ГАЗ-51, эксплуатируемых маслами Дп-8 и АК-10. Графики на фиг. 3 подтверждают, что с увеличением первоначальной концентрации загрязнения масла эффективности фильтрации и удельные привесы филь-

трующих элементов увеличиваются. При этом средние скорости поступления загрязнения в масло, для отдельных фильтрующих элементов по порядку замены их, были в размерах 21,4; 9,6; 28,5; 27,6; 20,5 и 15,4 г на 1000 км пробега.

Очевидно, если срок смены первого фильтрующего элемента был бы сокращен до концентрации загрязняющих примесей 0,35—0,40%, то сроки смены остальных фильтрующих элементов можно было бы увеличить и общую загрязненность масла понизить. Средние скорости поступления загрязнения в масло фильтрующих элементов на фиг. 4 были в размерах 45,60; 21,18; и 90,3 г на 1000 км пробега. Резкое увеличение средней скорости поступления загрязнения в масло связано с промывкой системы смазки двигателей дизельным топливом после замены второго фильтрующего элемента.

Характерно, что при слишком высоких первоначальных концентрациях загрязнения в масле второй фильтрующий элемент также не был способен к эффективной работе при относительно невысокой средней скорости поступления загрязнения в масло. Ввиду увеличения концентрации загрязнения в масле более 1-го %, масло заменяли и производили промывку системы смазки двигателя.

Очевидно, что и в данном случае при своевременной замене первого фильтрующего элемента было бы возможно держать степень загрязнения масла остальными фильтрующими элементами в допускаемых пределах, что способствовало бы увеличению срока службы масла и фильтрующих элементов.

Выводы

1. Загрязнение масла механическими примесями зависит от средней скорости поступления загрязнения в масло и эффективности фильтрации масла.

2. Среднюю скорость поступления загрязнения в масло можно определить приблизительно по удельному расходу ГСМ, более точно эксплуатационными испытаниями, определяя величины, приведенные в предлагаемой формуле (9).

3. Эффективность фильтрации масла и сроки смены фильтрующих элементов зависят от первоначальной концентрации загрязнения в масле.

4. После смены масла срок смены первого фильтрующего элемента необходимо сократить, что даст возможность увеличить срок службы остальных фильтрующих элементов с одновременным понижением загрязненности масла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. Говорущенко. Задачи и место диагностики в системе технического обслуживания и ремонта автомобилей. Автомобильный транспорт, 9, 1967, 13—17.
2. М. Борисов, О. Манусаджянц. Рекомендации для применения топлив и смазочных материалов на автомобилях. Автомобильный транспорт, 1, 1967, 31—34.
3. Was den Motor sauber hält. Motor Rundschau 35, 12, 1965, 554 — 556.
4. М. И. Борисов, Г. К. Зиллер, В. В. Мартазин. Новые фильтрующие элементы тонкой очистки масла. Сборник статей НИИАТ-а, 4. Трансиздат, Москва 1966, 110—117.
5. П. И. Шашкин. Регенерация отработанных нефтяных масел. Госптехиздат, Москва 1960, 118—141.
6. Р. Ю. Левет. Исследование влияния операций технического обслуживания системы смазки карбюраторного двигателя на загрязнение фильтров и масла. Труды ТПИ, серия А, № 250, Таллин 1967, 15—25.
7. Характеристики фильтров тонкой очистки масла, НАМИ, 62, Машгиз, Москва 1952.
8. В. А. Жужиков. Фильтрация. Госхимиздат, Москва 1961, 36—48.

R. Levet

On the Change Period of Oil and Filter Elements

Summary

In the paper a formula and numerical data of the contamination of motor-oil driving of engines GAZ-51, 53F are given.

The results of an experimental study of filtration effectivity of motor-oil depending on the concentration of oil contamination are presented.

As a result of the study, a new regime of the change period of filter elements is recommended which gives a guarantee for the better filtration effectivity.

УДК 665.521.9.017

В. К. Меснак

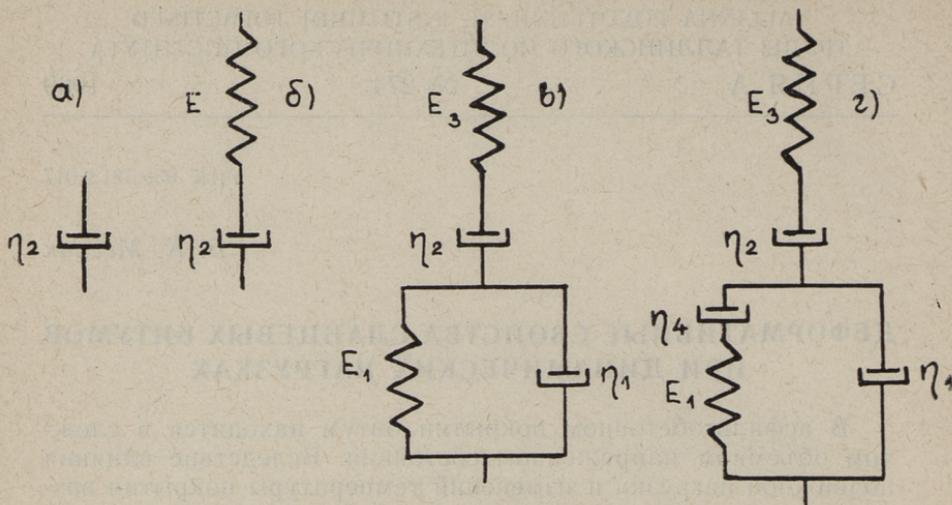
ДЕФОРМАТИВНЫЕ СВОЙСТВА СЛАНЦЕВЫХ БИТУМОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

В асфальтобетонном покрытии битум находится в сложном объемном напряженном состоянии. Вследствие влияния подвижной нагрузки и изменений температуры покрытия возникают напряжения, деформирующие битум с относительной скоростью от 10^{-3} до 10^{-7} сек⁻¹. Соответственно этой скорости и времени нагружения объемная деформация является полностью или частично обратимой. От динамики нагружения зависит также предельная прочность битума. Целью настоящей работы являлось исследование подобных зависимостей у сланцевых битумов различного происхождения.

1. Реологическая модель битума

В зависимости от характера напряженного состояния деформативные свойства битумов описывались при помощи более или менее сложных реологических моделей. В случае высоких температур и малой скорости деформирования битум с достаточной точностью характеризуется величиной его вязкости (фиг. 1а). Согласно теории прочности Рейнера—Вейссенберга чистая ньютоновская жидкость не разрушается [1], следовательно, для описания прочностных свойств битума следует прибегать к модели жидкости Максвелла [2] (фиг. 1 б). Разрушающее напряжение максвеллова тела не зависит ни от температуры испытания, ни от скорости деформирования. Но опыт показывает, что зависимости такого рода все-таки существуют [3, 4]. Поэтому в настоящее время чаще всего применяется реологическая модель тела Бюргерса [4, 5] (фиг. 1 в). Упрощенный вариант этой модели — модель тела Леттерзиха — довольно точно описывает деформации битума, однако она не характеризует предельную прочность материала.

Математически модель тела Бюргерса выражается системой дифференциальных уравнений:



Фиг. 1. Реологические модели битума. а) модель ньютоновской жидкости, б) модель максвелловской жидкости, в) модель тела Бюргера, г) обобщенная модель битума

$$\begin{cases} E_1 \dot{\gamma}_1 + \frac{d\dot{\gamma}_1}{dt} \eta_1 = \frac{d\dot{\gamma}_2}{dt} \eta_2 \\ \frac{d\dot{\gamma}_1}{dt} + \frac{d\dot{\gamma}_2}{dt} + \frac{d\dot{\gamma}_3}{dt} = c \\ E_3 \dot{\gamma}_3 = E_1 \dot{\gamma}_1 + \frac{d\dot{\gamma}_1}{dt} \eta_1 \end{cases} \quad (1)$$

Разрушается тело Бюргера при условиях

$$\dot{\gamma}_1 > [\dot{\gamma}_1] \cup \dot{\gamma}_3 > [\dot{\gamma}_3].$$

Итак, интерес представляют деформации двух из трех последовательных элементов, так как $\dot{\gamma}_2$ не имеет предельного значения.

Полагая, что $\eta_1 = \eta_2 = \eta$, деформация $\dot{\gamma}_1$ выражается из системы (1) при помощи неоднородного дифференциального уравнения второго порядка:

$$\frac{d^2 \dot{\gamma}_1}{dt^2} + \frac{E_1 + 2E_3}{\eta} \frac{d\dot{\gamma}_1}{dt} + \frac{E_1 E_3}{\eta^2} \dot{\gamma}_1 = \frac{E_3 \cdot c}{\eta} \quad (2)$$

Соответствующее однородное уравнение имеет общее решение

$$\gamma_1 = A \cdot \exp\left[-\frac{t}{2\eta}(E_1 + 2E_3 - \sqrt{E_1^2 + 4E_3^2})\right] + B \exp\left[-\frac{t}{2\eta}(E_1 + 2E_3 + \sqrt{E_1^2 + 4E_3^2})\right]$$

Обозначая

$$E_1 + 2E_3 - \sqrt{E_1^2 + 4E_3^2} = E_v \quad \text{и} \quad E_1 + 2E_3 + \sqrt{E_1^2 + 4E_3^2} = E_s$$

частное решение неоднородного линейного уравнения (2) получается

$$\gamma_1 = D_1 \exp\left[-\frac{t}{2\eta} E_v\right] + D_2 \exp\left[-\frac{t}{2\eta} E_s\right] + \frac{4E_3 c \eta}{E_v E_s}.$$

Между прочим $E_v \cdot E_s = 4E_1 \cdot E_3$, следовательно,

$$\gamma_1 = D_1 \exp\left(-\frac{t}{2\eta} E_v\right) + D_2 \exp\left(-\frac{t}{2\eta} E_s\right) + \frac{c \eta}{E_1}. \quad (3)$$

Константы уравнения D_1 и D_2 можно вывести в случае установления подходящих начальных условий.

Решение уравнения (3) упрощается, если рассматривается случай, где скорость объемной деформации $c = \text{const}$ и начальная деформация равна нулю, т. е.

$$\begin{aligned} \text{если } t=0, \text{ то } \gamma_1 &= 0, \\ \text{если } t=0, \text{ то } \frac{d\gamma_1}{dt} &= 0. \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned} D_1 + D_2 + \frac{c \eta}{E_1} &= 0, \\ -D_1 \frac{E_v}{2\eta} - D_2 \frac{E_s}{2\eta} &= 0. \end{aligned}$$

Отсюда

$$D_1 = -\frac{c \eta}{E_1} \left(1 + \frac{E_v}{E_s - E_v}\right); \quad D_2 = \frac{c \eta}{E_1} \frac{E_v}{E_s - E_v}$$

Подставляя D_1 и D_2 в уравнение (3), получим:

$$\gamma_1 = \frac{c \eta}{E_1} \left[1 - \exp\left(-\frac{t}{2\eta} E_v\right) - \frac{E_v}{E_s - E_v} \exp\left(-\frac{t}{2\eta} E_v\right) + \frac{E_v}{E_s - E_v} \exp\left(-\frac{t}{2\eta} E_s\right) \right]. \quad (4)$$

Третье уравнение системы (1) дает возможность получить величину γ_3 при тех же начальных условиях:

$$\gamma_3 = \frac{c\eta}{E_3} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{E_v}{E_s - E_v} + \frac{E_v}{2E_1} \left(1 + \frac{E_v}{E_s - E_v} \right) \right] \exp\left(-\frac{t}{2\eta} E_v\right) + \frac{E_v - 4E_3}{E_s - E_v} \exp\left(-\frac{t}{2\eta} E_s\right) \right\}. \quad (5)$$

2. Определение реологических констант

Существование и величина элемента E_3 , характеризующего мгновенную деформацию битума, легко определяется при сверхвысокой скорости деформирования. Измерение E_3 ультра-акустическим методом дало результатом почти независимо от температуры $4,5 \cdot 10^7 \div 5,0 \cdot 10^7$ Г/см².

Основой определения остальных элементов являлось испытание битума на растяжение в консистометре Гэпплера при постоянных температуре и напряжении. Теоретический ход полученного на основе измерений графика $p-\gamma$ изображен на фиг. 2.

Вязкость η_2 определяется следующим образом:

$$\eta_2 = \frac{p \cdot t}{\gamma_2}.$$

Если было бы возможно зафиксировать мгновенную деформацию γ_t (при $t=0$) = γ_3 , мы могли бы по величине γ_1 определить и E_1 . По чисто техническим причинам это с достаточной точностью невозможно. Поэтому для определения E_1 приходится измерять на графике деформации γ_1 ($t \neq 0$), т. е. деформация модели кельвинова тела.

Математически кельвиново тело выражается:

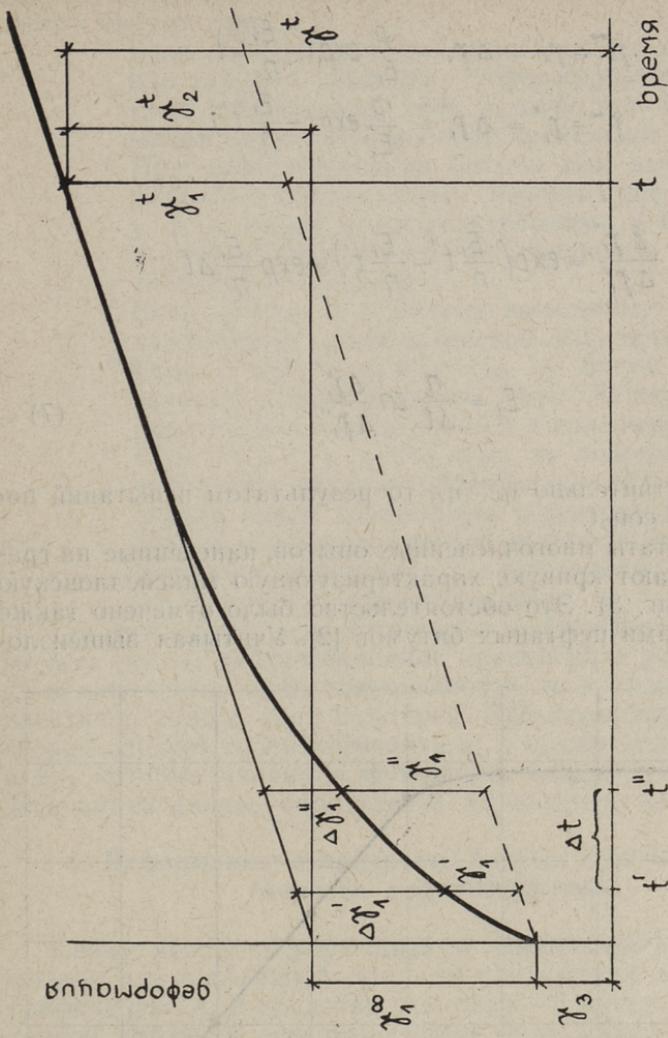
$$p_1 = E_1 \gamma_1 + \frac{d\gamma_1}{dt} \eta_1. \quad (6)$$

Напоминаем, что выше для упрощения был выбран случай $\eta_1 = \eta_2$. Так как модель кельвинова тела и элементы E_3 и η_2 соединены последовательно, напряжение в них приравнивается к общему напряжению p .

Следовательно, общее решение уравнения (6) будет

$$\text{Но } \gamma_1^t = \kappa \exp\left(-\frac{E_1 t}{\eta} t\right) + \frac{p}{E_1}.$$

$$\gamma_1^t = 0 \text{ при } t=0 \text{ и } \kappa = -\frac{p}{E_1}.$$



Фиг. 2. Растяжение битума при постоянном напряжении

Подставляя значение k в общее решение, получаем

$$\gamma_1^t = \frac{p}{E_1} - \frac{p}{E_1} \exp\left(-\frac{E_1 t}{\eta}\right).$$

Если $t = \infty$, то $\gamma_1^t = \gamma_1^\infty$.
Отсюда вытекает, что

$$\bar{\gamma}_i - \gamma_i' = \Delta \gamma_i' = \frac{\rho}{E_1} \exp\left(-\frac{E_1 t'}{\eta}\right)$$

$$\bar{\gamma}_i - \gamma_i'' = \Delta \gamma_i'' = \frac{\rho}{E_1} \exp\left(-\frac{E_1 t''}{\eta}\right)$$

и

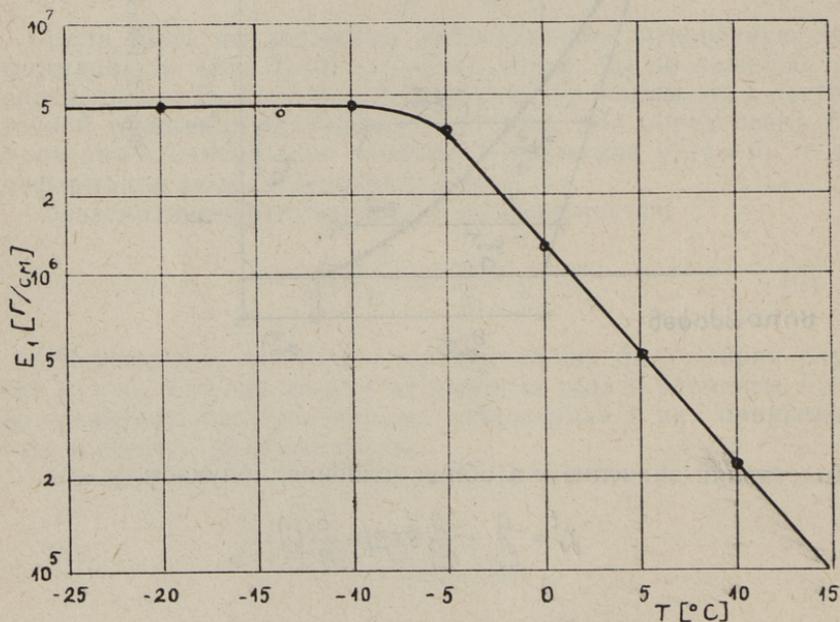
$$\frac{\Delta \gamma_i'}{\Delta \gamma_i''} = \exp\left(\frac{E_1 t''}{\eta} - \frac{E_1 t'}{\eta}\right) = \exp \frac{E_1}{\eta} \Delta t$$

Тогда

$$E_1 = \frac{\eta}{\Delta t} \ln \frac{\Delta \gamma_i'}{\Delta \gamma_i''} \quad (7)$$

Если действительно $\eta_1 = \eta_2$, то результатом испытаний получается $E_1 = \text{const}$.

Но результаты многочисленных опытов, нанесенные на график $E_1 - T$, дают кривую, характеризующую максвелловскую жидкость (фиг. 3). Это обстоятельство было отмечено также исследователями нефтяных битумов [2]. Учитывая вышеизло-



Фиг. 3. Зависимость E_1 от температуры испытания

женное, следовало бы в дальнейшем исходить из обобщенной модели битума (фиг. 1з).

- * Если опыт ведется при весьма низких температурах или высоких скоростях деформирования, то $\gamma_1 \rightarrow 0$, $\gamma_2 \rightarrow 0$ и битум ведет себя подобно телу Гука. Деформация имеет определенное предельное значение.
 - * При деформировании битума при высоких температурах и весьма малых скоростях деформирования γ_1 и γ_2 окажутся незначительными и битум деформируется как ньютоновская жидкость. Предельного значения не существует.
 - * Если $\eta_1 \gg \eta_2$, то у битума появляются деформации, характерные максвелловской жидкости.
 - * Если $E^3 \gg E_1$ и $\eta_4 \gg \eta_1 \approx \eta_2$, то битум подчиняется законам деформирования тела Леттерзиха. Материал такого рода относится к коллоидам типа золя.
 - * Если $E_3 \gg E_1$ и $\eta_2 \gg \eta_1 \approx \eta_4$, то деформации битума могут быть описаны моделью тела Джеффриса. Материал имеет коллоидную структуру типа геля.
- В трех последних случаях величина предельной деформации изменяется в зависимости от температуры и скорости деформирования.

Так как модели тел Леттерзиха и Джеффриса идентичны во всех частях деформационной кривой [6] и разница между их механизмами чисто символическая, то и модель на фиг. 1з идентична модели тела Бюргерса. Для перехода от первой ко второй следует только заменить η_1 и η_2 соответственно на η_1' и η_2' , которые являются функциями от η_1 , η_2 и η_4 . Однако экспериментальное определение их величин затруднительно.

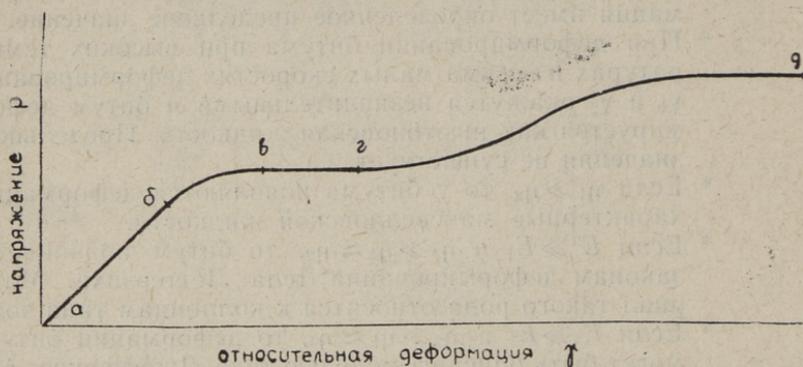
3. Деформация и прочность битума при постоянной скорости деформирования

Связь между деформацией и напряжением обобщенной модели при постоянной скорости растяжения изображена на графике фиг. 4. В пределах участка $a-b$ имеем дело с характерной картиной деформирования тела Гука. Участок $a-v$ соответствует деформациям тела Максвелла, а участок $v-d$ — это деформации тела Леттерзиха.

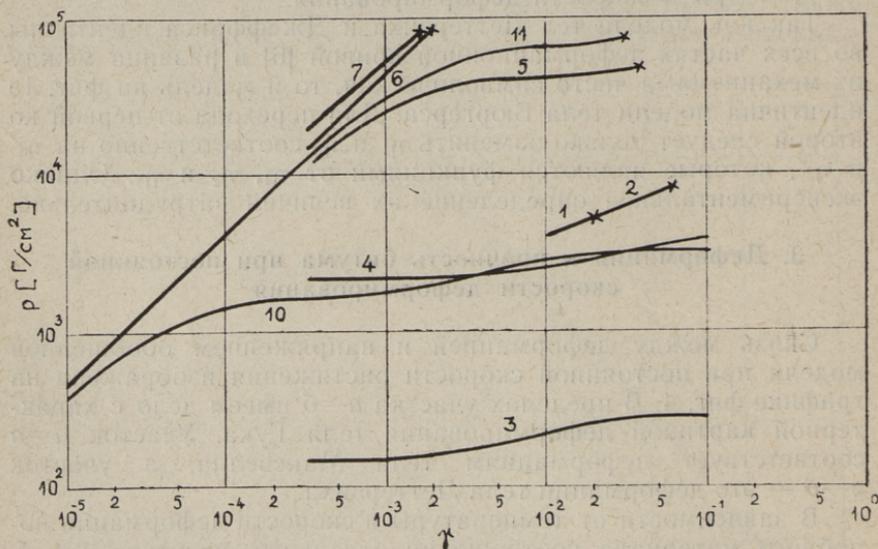
В зависимости от температуры и скорости деформации подобного материала соотношения отдельных участков ($a-b$, $a-v$ и т. д.) изменяются, так что по преобладающему участку материал может быть отнесен к одной или другой реологической модели (см. п. 2), хотя известно, что полностью материал характеризуется обобщенной моделью (или моделью Бюргерса).

В настоящей работе исследовались деформации и прочность 6 сланцевых битумов разного происхождения.

Объемное растяжение с постоянной скоростью деформирования моделировалось в консистометре Гэпплера при по-



Фиг. 4. Примерный график изменения напряжения при растяжении битума с постоянной скоростью деформирования



Фиг. 5. Деформация и прочность битума БС-IV при разных температуре и скорости испытания:

1 — $c=1 \cdot 10^{-2}$, $T=+20^{\circ}\text{C}$; 2 — $c=1 \cdot 10^{-2}$, $T=+10^{\circ}\text{C}$; 3 — $c=3,26 \cdot 10^{-4}$, $T=+20^{\circ}\text{C}$; 4 — $c=3,26 \cdot 10^{-4}$, $T=+10^{\circ}\text{C}$; 5 — $c=3,26 \cdot 10^{-4}$, $T=0^{\circ}\text{C}$; 6 — $c=3,26 \cdot 10^{-4}$, $T=-10^{\circ}\text{C}$; 7 — $c=3,26 \cdot 10^{-4}$, $T=-20^{\circ}\text{C}$; 10 — $c=1,01 \cdot 10^{-5}$, $T=0^{\circ}\text{C}$; 11 — $c=1,01 \cdot 10^{-5}$, $T=-10^{\circ}\text{C}$

мощи дополнительных приспособлений. Напряжение измерялось магнито-упругими датчиками [7]. Во всех случаях испытание кончали с достижением величины относительной объемной деформации 10^{-1} .

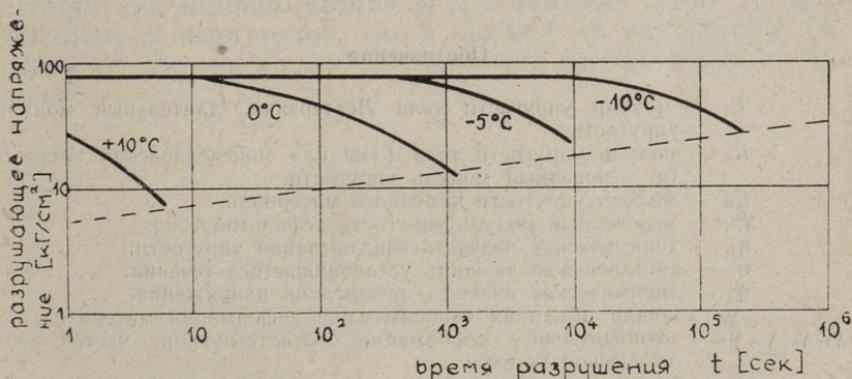
Результаты растяжения сланцевого битума БС-IV (температура размягчения по К и Ш $47,2^{\circ}\text{C}$, пенетрация при 25°C 50) нанесены на график фиг. 5.

Из фиг. 5 видно, что в зависимости от скорости и температуры испытания один и тот же материал действительно ведет себя подобно одной или другой реологической модели.

По теории динамической прочности Рейнера—Вейссенберга материал разрушается, если деформация одного или другого упругого элемента реологической модели достигает определенного предела. Исходя из энергетического принципа величина этого предела определима по модулю упругости и коэзиции материала.

Обобщенная модель разрушается по двум причинам согласно изложенному в п. 1. Но E_1 и E_3 не равны, следовательно, существуют верхний и нижний пределы прочности.

На графиках фиг. 5 момент разрушения отмечен крестиком. Легко определить, что для данного битума верхним пределом прочности является $\sim 8,2 \cdot 10^4 \text{ Г/см}^2$, а минимальной объемной деформацией $\sim 1,8 \cdot 10^{-3}$. Первое из них несколько выше подобных значений разных нефтяных битумов ($2 \cdot 10^4 \div 6 \cdot 10^4 \text{ Г/см}^2$ по Горельшеву, Цитшеру, Эрикссону, Рейнеру и Крому). Значение предельной деформации в какой-то мере совпадает с данными других авторов (Гоглидзе, Горельшев).



Фиг. 6. Изменение предела прочности при растяжении битума БС-IV в зависимости от времени разрушения

Значения нижнего предела прочности зависят от температуры и скорости деформирования материала и представлены на фиг. 6, которая составлена по образцу соответствующего графика Рейнера [8]. Характер кривых явно подобен.

4. Вывод

Несмотря на то, что сланцевые битумы в зависимости от температуры и скорости деформирования ведут себя подобно одной или другой реологической модели, деформации и прочность их в широких пределах изменения параметров деформирования описываются при помощи обобщенной модели битума (или модели Бюргера). Обобщенная модель дает возможность экспериментально определять значения всех реологических элементов и удобна для применения при вычислении деформаций и напряжений, возникающих в асфальтобетонном покрытии от подвижной нагрузки и изменения температуры покрытия. В таком случае в смысле точности следует считаться и с величиной модуля упругости каменного материала, меняя в расчетах E_3 на E_a , имея в виду, что

$$\frac{1}{E_{\sigma}} = \frac{1}{E_3} + \frac{1}{E_k}$$

и добавляя еще один критерий разрушения

$$\gamma_k > [\gamma_k].$$

Обозначения

- E_1 — модуль упругости тела Леттерзиха, длительный модуль упругости.
- E_3 — модуль упругости тела Гука или максвелловской жидкости, мгновенный модуль упругости.
- E_a — модуль упругости каменного материала.
- E_k — мгновенный модуль упругости асфальтобетона.
- η_1 — динамическая вязкость запаздывания упругости.
- η_2 — динамическая вязкость установившегося течения.
- η_4 — динамическая вязкость релаксации напряжения.
- γ — общая объемная относительная деформация материала.
- $\gamma_1; \gamma_2; \gamma_3; \gamma_k$ — относительные деформации соответствующих частей реологической модели.
- c — величина постоянной скорости деформирования.
- p — объемное напряжение (давление).
- t — время деформирования.
- T — абсолютная температура материала (на фиг.).

ЛИТЕРАТУРА

1. M. Reiner. Deformation, Strain and Flow. London 1960.
2. Л. М. Гоглидзе. Сравнительная оценка физико-механических свойств битумов, характеризующих их работу в асфальтобетонных покрытиях. Автореферат. Москва 1953.
3. Н. В. Горелышев. Исследование пластичности и морозоустойчивости дорожного асфальтового бетона. Автореферат. Москва 1951.
4. И. К. Яцевич. Исследование вопросов оценки деформационной способности асфальтобетона. Автореферат. Минск 1966.
5. R. Eriksson. Asfalters deformation och hållfasthet vid långsam och snabb belastning. Statens Väginstitut. M 82. Stockholm 1951.
6. M. Reiner. Rheology. Berlin 1958.
7. О. Саммал, В. Меспак. Применение магнитоупругих датчиков для измерения реологических свойств битумов. Сб. «Исследования по строительству» IX НИИ строительства Госстроя ЭССР. Таллин 1968.
8. M. Reiner. Building Materials. Amsterdam 1954.

V. Mespak

Deformative Qualities of Shale Oil Bitumens under Dynamical Loading

Summary

Tensile strength and ultimate strain are dependent both on temperature and rate of deformation. The residual part of cubic unit strain can be observed even at the lowest temperatures, when the rate of deformation is not too high.

A new rheological model, most suitable for computing tensile strength and ultimate strains of the bitumens under variable conditions of deformation, and a method of determining the values of the rheological elements are recommended by the author.

ВЛИЯНИЕ ВЫХЛОПНОЙ СИСТЕМЫ НА ГАЗООБМЕН ДВУХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С КРИВОШИПНОКАМЕРНОЙ ПРОДУВКОЙ

В двухтактном двигателе определяется газообмен не только движением поршня, как в четырехтактном двигателе. Процессы впуска в цилиндр и выпуска из цилиндра происходят одновременно, и продукты сгорания удаляются из цилиндра потоком свежих горючих газов. Из-за симметричности газообмена относительно мертвых точек и низких давлений свежих газов нестационарные процессы существенно влияют на газообмен в двухтактном карбюраторном двигателе с кривошипно-камерной продувкой и от них зависят такие показатели двигателя, как мощность, эластичность, расход горючего и т. д. Из всех процессов имеет сильнейшее влияние на качество газообмена выхлоп со своими высокоамплитудными колебаниями давления. Так как процесс газообмена в цилиндре не разделен во времени, влияют выхлопные процессы и на наполнение картера свежей смесью.

Нестационарные процессы в органах газообмена и их влияние исследуются уже более 30-ти лет. В 1932 году удалось Листу [6] получить на двухтактном двигателе без нагнетателя коэффициент наполнения 1,28. Далее были эти процессы исследованы многими исследователями, в том числе самим Листом [7], Пишингером [8], Рейлом [9], Шмидтом [6], Орлином [1, 3], Кругловым [1], Табачниковым [2] и т. д. Достигнутые в настоящее время высокие литровые мощности и низкие расходы топлива в основном обязаны использованию этих явлений. В то же время в расчетах термодинамических циклов двухтактных карбюраторных двигателей с кривошипно-камерной продувкой обычно нестационарные процессы и их влияние не учитываются. По начальным параметрам, выбранным по справочникам [3, 4], полученные расчетные показатели двигателей намного уступают показателям действительных двигателей. По имеющимся данным никак нельзя обосновать

полученные на серийных двигателях высокие коэффициенты избытка продувочного воздуха (до 0,9), коэффициенты полезного действия продувки (до 0,9) и литровые мощности 40...60 лс/л).

Так как наибольшее влияние на качество газообмена имеет процесс выхлопа, то в настоящей работе исследуются только его влияния. Начиная с НМТ, из-за симметричности фаз газообмена, начинает поршень со своим движением противодействовать движению газов из картера в цилиндр, вызывая снижение коэффициента избытка продувочного воздуха и коэффициента наполнения цилиндра. Влияние основных параметров на коэффициент избытка продувочного воздуха можно обсудить при помощи следующей зависимости [5]:

$$\lambda_s = \frac{V_s}{V_h} = \frac{T_o}{T_k \rho_o} \left[\rho_{E_s} \rho_{E_k} - p_{\ddot{u}_s} (\beta + \sigma_{\ddot{u}}) \right],$$

где

V_s — объем смеси, всасываемой во время впуска в картер (и перепускаемой во время проузки в цилиндр) на нормальных условиях;

T_o, ρ_o — нормальная температура и давление;

T_k — средняя температура смеси в картере;

$p_{\ddot{u}_s}$ — давление смеси в картере при закрытии перепускных окон;

p_{E_s} — давление смеси в картере при закрытии впускных окон;

$\beta = \frac{V_{ok}}{V_h}$ — коэффициент паразитного объема;

V_{ok} — паразитный объем (объем картера во время нахождения поршня в НМТ);

V_h — геометрический рабочий объем цилиндра;

$\epsilon_k = 1 + \frac{1 - \sigma_E}{\beta}$ — действительная степень сжатия картера;

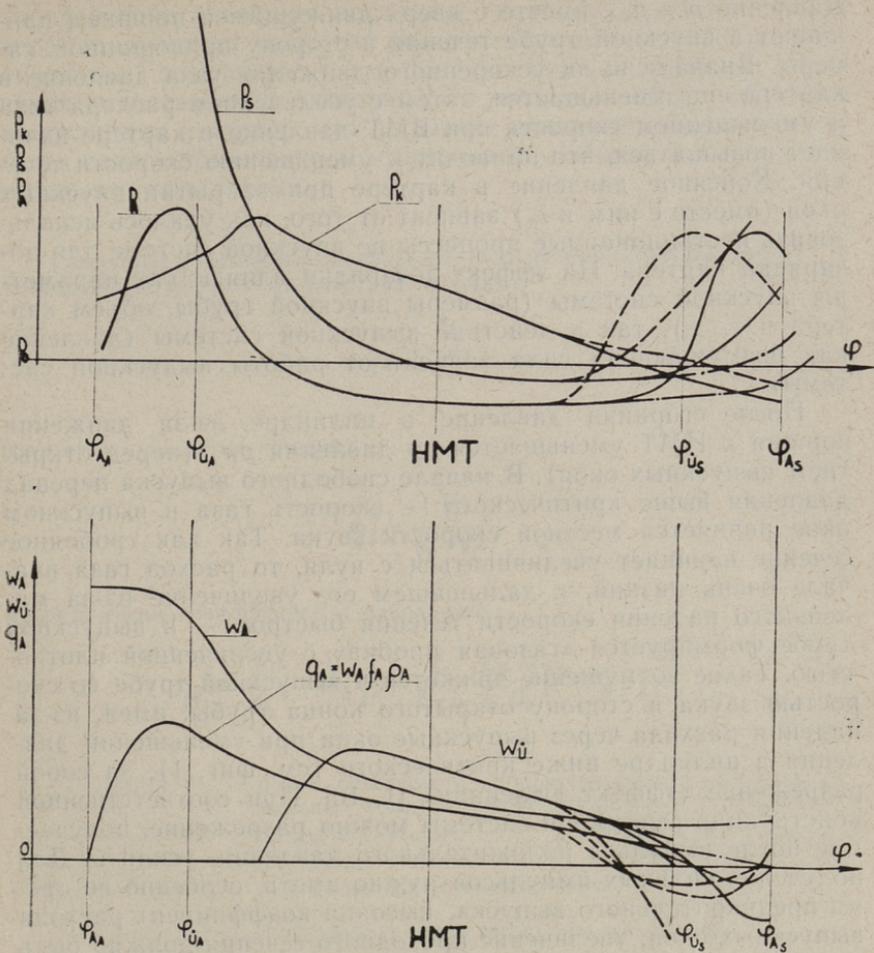
$\sigma_E = \frac{V_\epsilon}{V_h}$ — коэффициент потеряннного объема на впуск;

V_E — объем, занимаемый поршнем при передвижении его из ВМТ до закрытия впускных окон;

$\sigma_{\ddot{u}} = \frac{V_{\ddot{u}}}{V_h}$ — коэффициент потеряннного объема на перепуск;

$V_{\ddot{u}}$ — объем, занимаемый поршнем при перемещении его из НМТ до закрытия перепускных окон.

Для получения максимального коэффициента избытка продувочного воздуха нужно уменьшить давление в картере при закрытии перепускных окон — $p_{\ddot{u}_s}$. При дальнейшем движении поршня к ВМТ газ в картере расширяется (из-за хорошего теплообмена примерно по изотерме) и давление еще уменьшается — до p_{E_A} в начале открытия впускных окон.



Фиг. 1. Влияние выхлопной системы на протекание газообмена. — удобное положение запирающего импульса, — опоздание запирающего импульса, — слишком раннее поступление запирающего импульса. p_s — давление в цилиндре, p_A — давление в выпускной системе за цилиндром, p_k — давление в картере, p_o — атмосферное давление, f_A — проходное сечение выпускных окон, f_{ii} — проходное сечение перепускных окон, w_A — скорость течения в проходном сечении выпускных окон, w_{ii} — скорость течения в проходном сечении перепускных окон, q_A — расход газа через выпускные окна, φ — угол поворота коленчатого вала, φ_{iA} , φ_{oS} — фазы открытия и закрытия выпускных окон, φ_{iA} , φ_{iS} — фазы открытия и закрытия перепускных окон, НМТ — нижняя мертвая точка.

Давление $p_0 - p_{\text{ЕА}}$ вместе с вверх движущимся поршнем принимает в впускной трубе течение в сторону кривошипной камеры. Вначале из-за ускоренного движения газа давление в картере еще уменьшается, затем с увеличением расхода газа и уменьшением скорости при ВМТ давление в картере начинает повышаться, что приводит к уменьшению скорости течения. Конечное давление в картере при закрытии впускных окон (вместе с ним и λ_s) зависит от того, как удалось использовать нестационарные процессы во впускной системе для дозарядки картера. На эффект дозарядки влияют как параметры впускной системы (размеры впускной трубы, объем картера и т. д.), так и действие впускной системы (давление как возмущающая сила зависит от работы впускной системы).

После сгорания давление в цилиндре из-за движения поршня к НМТ уменьшается до давления $p_{\text{В}}$ (перед открытием выпускных окон). В начале свободного выпуска перепад давления выше критического — скорость газа в выпускном окне равняется местной скорости звука. Так как свободное сечение начинает увеличиваться с нуля, то расход газа вначале очень низкий, в дальнейшем его увеличение из-за маленького падения скорости течения быстрое — в выпускной трубе формируется «газовая пробка» с увеличенной плотностью. Такое возмущение движется в выпускной трубе со скоростью звука в сторону открытого конца трубы, имея, из-за падения расхода через выпускные окна при уменьшении давления в цилиндре ниже критического (см. фиг. 1), за собой разрежение (эффект Каденаци) [1, 10]. При соответственной конструкции впускной системы можно разрежение, получаемое после импульса положительного давления, усилить. Для получения сильных импульсов нужно иметь, особенно во время предварительного выпуска, высокий коэффициент расхода выпускных окон, увеличение проходного сечения должно быть быстрое.

При открытии перепускных окон течения газа из картера в цилиндр вначале нет, так как в быстроходном двигателе давление в цилиндре во время предварительного выпуска не снижается обычно до картерного давления, возможен даже обратный сброс. При дальнейшем увеличении давления в картере и снижении в цилиндре начинается продувка. После достижения продувочным воздухом максимальной скорости (около НМТ), на дальнейшую продувку сильное влияние имеет выпускная система. Если удастся при помощи впускной системы получить продолжительное и достаточно сильное разрежение в цилиндре и использовать нестационарные процессы в перепускной системе, то возможна, несмотря на про-

тивоедействие движения поршня и снижение давления в картере, продувка до закрытия перепускных окон (снижение давления $p_{\text{ис}}$ в картере — см. фиг. 1). Если разрежение получится недостаточно длительное, то возможен обратный сброс из цилиндра в картер, что вызывает повышение давления $p_{\text{ис}}$ и тем самым понижение коэффициентов избытка продувочного воздуха и наполнения.

Газообмен в цилиндре оценивается следующими показателями: коэффициентом полезного действия продувки

$$\eta_s = \frac{V_l}{V_s};$$

показателем качества продувки

$$\eta'_s = \frac{V_l}{V_l + V_r};$$

теоретическим коэффициентом наполнения

$$\eta_v = \frac{V_l}{V_h} = \lambda_s \eta_s = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T_o}{T_a p_o} (1 - \sigma_A) \eta'_s.$$

Здесь V_l — объем оставшихся в цилиндре свежих газов на нормальных условиях после закрытия выпускных окон;

V_r — объем остаточных газов в цилиндре в нормальных условиях;

$\varepsilon = \varepsilon_D (1 - \sigma_A) + \sigma_A$ — действительная степень сжатия;

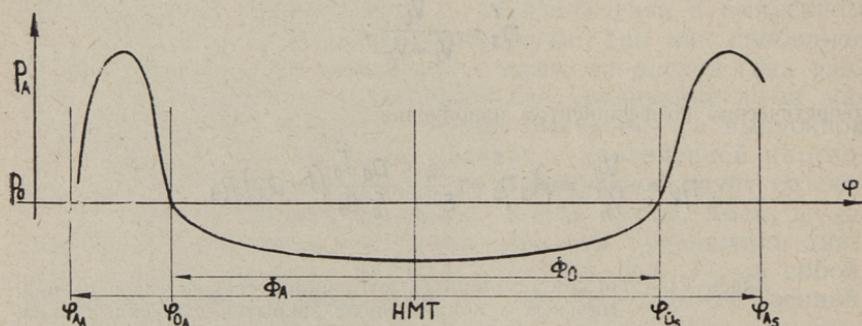
$\sigma_A = \frac{V_A}{V_h}$ — коэффициент потеряннного на выпуск объема;

V_A — объем, занимаемый поршнем при перемещении его из НМТ до закрытия выпускных окон.

Для мощности двигателя важна величина коэффициента наполнения — η_v , для экономичности минимальные потери горючей смеси через выпускные окна — максимальный коэффициент полезного действия продувки — η_s .

Так как продувка в карбюраторном двухтактном двигателе с кривошипнокамерной продувкой производится топливозвоздушной смесью и коэффициент избытка продувочного воздуха обычно ниже одного, то очень большое влияние на η_v и η_s имеют выхлопные процессы после закрытия продувочных

окон. При помощи импульса положительного давления до закрытия выпускных окон можно уменьшать потери свежего заряда или даже получить дозарядку, перемещая обратно в цилиндр свежие горючие газы, которые вышли из цилиндра во время продувки (фиг. 1). При этом охлаждаются свежие горючие газы у двухтактных двигателей термически сильно нагруженные выпускные окна. Если давление в выпускной системе поднимается раньше, чем закроются перепускные окна, возможен обратный сброс в картер и уменьшение λ_s и η_v (хотя η_s может быть достаточно высоким, см. фиг. 1). Если давление поднимается позже, или не поднимается до закрытия выпускных окон вообще, то λ_s может быть достаточно высоким, но это теряется из-за низкой η_s (свежая смесь выйдет через выпускные окна и в результате η_v низкий (см. фиг. 1). Чтобы выхлопная система максимально содействовала газообмену, эпюра его давлений должна иметь форму, приведенную на фиг. 2.



Фиг. 2. Изменение давления в выхлопной системе за цилиндром, который дает наибольший эффект наддува

Рассчитывать процессы газообмена очень трудно — в трубах большие скорости течения газа, высокие температуры и перепады давления, изменения температуры и плотности и т. д. Чтобы выяснить количественное влияние выхлопной системы на показатели двигателя, нужно рассчитывать не только процессы в выхлопной трубе, а исследовать термический цикл двигателя как целое. Для получения приближенных результатов использования выхлопной системы без очень громоздких расчетов, нужно дифференциальные уравнения нестационарного течения сжимаемой жидкости значительно упростить. Обычно используемый при таких расчетах метод, разработанный Пишингером [8], дополненный позже Рейлом [9] и Листом [7], дает довольно хорошее совпадение с экспери-

ментами при расчете систем с низкоамплитудными возмущениями [1, 17]. Для оценки применимости этого метода при решении выхлопных процессов советует Мартин [11] использовать коэффициент истечения

$$\varphi_0 = \frac{V_h \pi}{F \Phi_A}$$

где F — проходное сечение выхлопной трубы, в $см^2$,
 Φ_A — время открытого состояния выпускных окон, в градусах коленчатого вала.

Как показывают эксперименты, обычная линейная акустика приемлема до $\varphi_0 = 600$. При $\varphi_0 > 600$ нужно применять другие, более трудоемкие методы расчета. Методом Пишингера можно пользоваться только при корригировании скоростей распространения возмущений. Анализом индикаторных диаграмм выхлопного процесса установлено, что скорость распространения импульсов положительного давления находится в пределах 550...600 м/сек, а скорость распространения разрежения — 480...500 м/сек [11, 12, 13, 14, 15, 16]. Несмотря на корригирование, метод Пишингера дает возможность получить только приблизительные предэкспериментальные данные. Лучше подходит этот метод для качественного изучения влияния выхлопной системы разной конструкции на характеристики двигателя. При этом получается характерная для конструкций выхлопной системы эпюра давлений с довольно маленькими затратами труда. Уточнить влияния и выбрать оптимальные размеры выхлопной системы можно уже решением точных дифференциальных уравнений или проведением экспериментов.

Из этих соображений в ходе работы сделаны расчеты определения эпюры давлений за цилиндром для гоночного двигателя «Вартбург Ф-3» (на базе двигателя «Вартбург 312») при двух различных предварительных выпусках и четырех выхлопных системах.

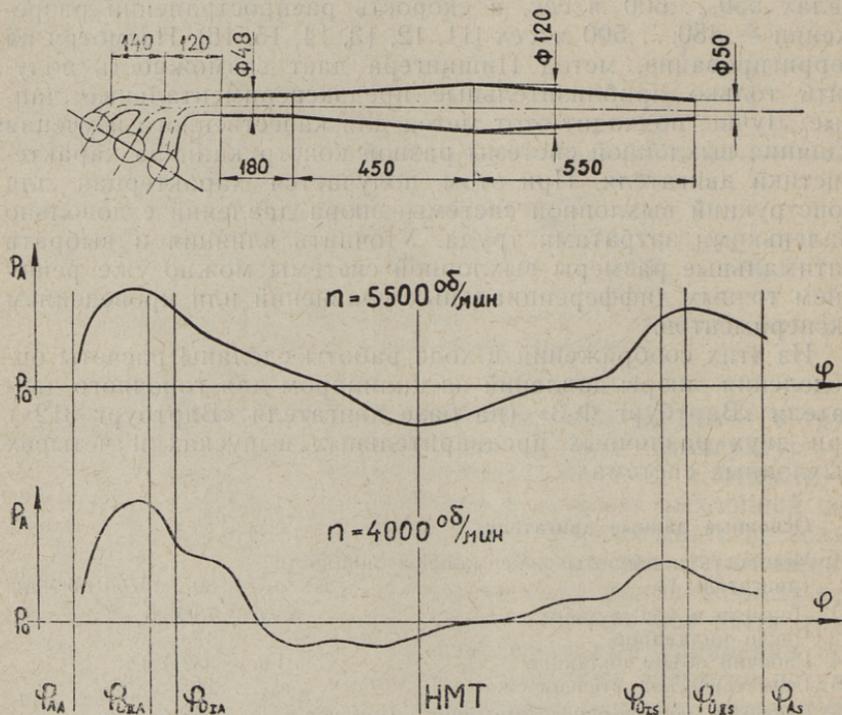
Основные данные двигателя.

- | | |
|---|--------------------------------|
| 1. Мощность и обороты максимальной мощности (двигатель 1) | $n_N/n_N = 89/лс/5700$ об/мин, |
| 2. Диаметр и ход поршня | $S/D = 78/73,5$ |
| 3. Число цилиндров | 3 |
| 4. Рабочий объем цилиндра | $V_h = 332$ см ³ |
| 5. Геометрическая степень сжатия | $\epsilon_G = 11,5$ |
| 6. Обороты максимального крутящего момента n_M | $= 5100$ об/мин |

Параметры газораспределения, кроме времени открытия перепускных окон, у двух вариантов равны.

- | | |
|---|---|
| 7. Время открытого состояния выпускных окон, в град. кол. вала | $\Phi_A = 172^\circ$ |
| 8. Коэффициент потеряннного объема на выпуск | $\sigma_A = 0,397$ |
| 9. Время открытого состояния впускных окон, в град. кол. вала | $\Phi_E = 160^\circ$ |
| 10. Коэффициент потеряннного объема на впуск | $\sigma_E = 0,474$ |
| 11. Действительная степень сжатия
Для получения различных предварительных выпусков применены различные фазы перепуска. | $\varepsilon = 7,35$ |
| | Двиг. 1 Двиг. 2 |
| 12. Время открытого состояния перепускных окон, в град. кол. вала | $\Phi_{\bar{u}} = 122^\circ$ $\Phi_{\bar{u}} = 134^\circ$ |
| 13. Коэффициент потеряннного объема на перепуск. | $\sigma_{\bar{u}} = 0,202$ $\sigma_{\bar{u}} = 0,243$ |

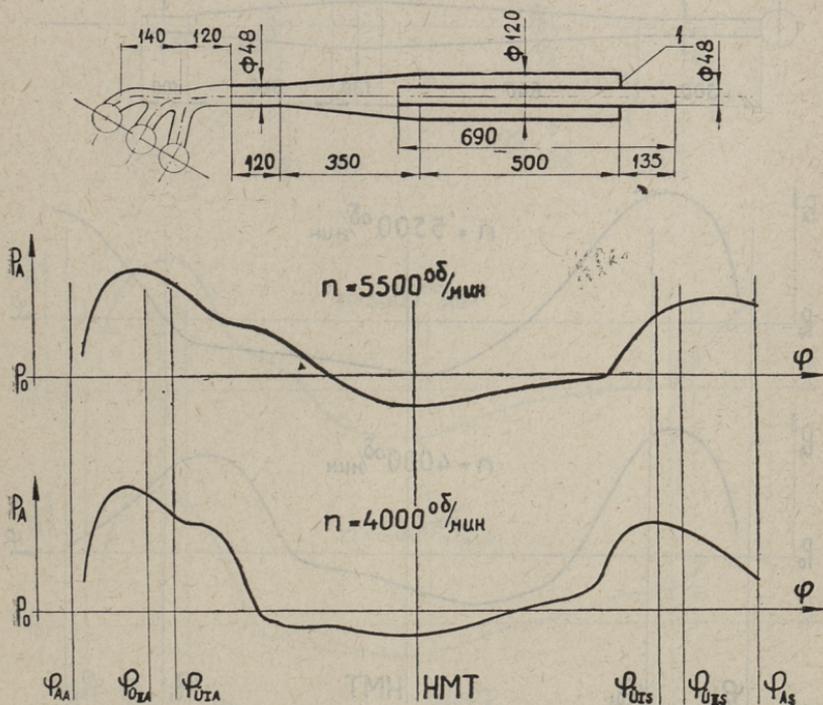
Исследуемые варианты выхлопных систем выбраны по следующим соображениям. Системы 1 и 2 широко применяются на гоночных автомобилях, при этом система 2 дает лучшие результаты. Конструкция и эпюры давления системы 1 приведены на фиг. 3, системы 2 на фиг. 4. Система 3 с отдельными выхлопными трубами исследовалась для выясне-



Фиг. 3. Выхлопная система 1

ния ее применяемости при повышении максимальной мощности. Ее конструкция и эпюры давления приведены на фиг. 5. Система 4 предназначена для двигателя 2, так как системы 1 и 2 причиняют слишком быстрое закрытие выпуска давления положительным импульсом. Для большей наглядности при сравнении давлений отдельных систем применены одинаковые возмущения со стороны цилиндра (одинаковые параметры процесса в цилиндре). Хотя это не соответствует действительности, возможно такое допущение при качественном анализе. Так как существующий интервал передаточных отношений причиняет при переходе с третьей на четвертую передачу снижение оборотов двигателя примерно до 4000 об/мин, произведены расчеты на двух скоростных режимах — 5500 об/мин и 4000 об/мин.

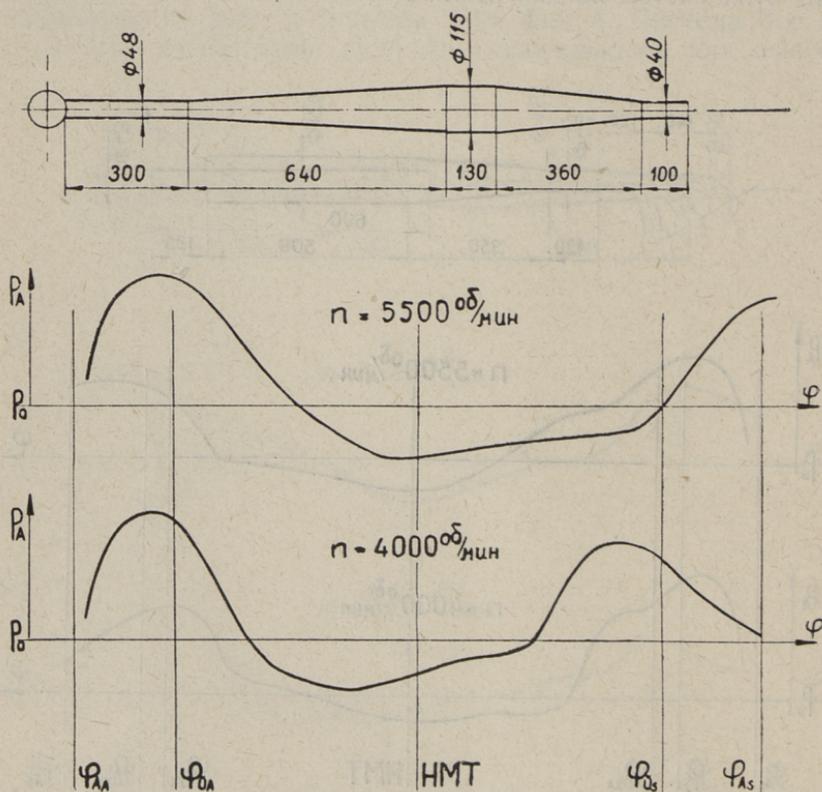
При помощи эпюр давлений за цилиндром, приведенных на фигурах 3, 4, 5 и 6, можно обсудить особенности применения этих систем на двигателях.



Фиг. 4. Выхлопная система 2

1. Выпускная система 1 причиняет существование двух закрывающихся импульсов — одного из следующего по рабочему порядку цилиндра и другого из выхлопной трубы. Если размер трубы выбран так, что отраженная волна достигает цилиндра в удобный для получения максимальной мощности момент, то на низких оборотах она достигает цилиндра раньше, вызывая падение коэффициента избытка продувочного воздуха — λ_s (фиг. 3). Систему 1 без отражения konstruировать невозможно.

2. Выхлопная система 2 дает возможность отдельной подгонкой получить систему без отражения (двигатель эластичнее, с более низкой максимальной мощностью) и с отраженным положительным импульсом (двигатель с высокой максимальной мощностью, но на низких оборотах мощность падает быстрее). Отражаемость трубы можно подрегулировать по-

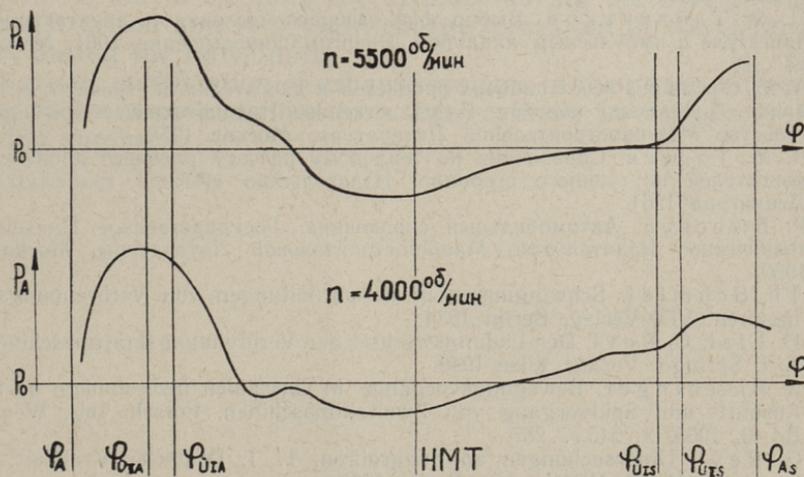
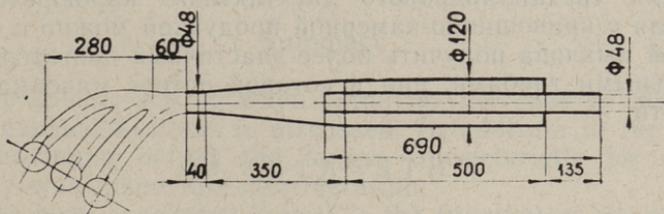


Фиг. 5. Выхлопная система 3

ложением и длиной центральной трубы и маленькими отверстиями в торцевой стенке (1 на фиг. 4). Большое суммарное сечение этих отверстий вызывает уменьшение отраженной волны. Так как при определенном проходном сечении возмущения различной амплитуды имеют различный коэффициент отражения (сильные волны отражаются сильнее положительно), то оптимальное проходное сечение нужно выяснить экспериментально. При положительном отраженном импульсе его продолжительность можно отрегулировать положением и длиной центральной трубы.

3. Выхлопная система 3 с отдельными трубами выхлопа дает на режиме, на котором она налажена, более высокую мощность, чем общая система (на этом режиме импульсы сильнее), но при других режимах она хуже (см. фиг. 6 при оборотах 4000 об/мин).

4. Так как на двигателе 2 (с меньшим предварительным выпуском) при работе с выхлопными системами 1 и 2 закры-



Фиг. 6. Выхлопная система 4

вающие импульсы достигают цилиндра слишком рано, то они вызывают отрицательное влияние на λ_s (см. фиг. 3 и 4). Подогнать систему можно или уменьшением продолжительности открытия перепускных окон или продлением ответвлений коллектора. При необходимости широкой фазы продувки нужно продлить ответвления (для двигателя 2 оптимальное удлинение примерно 140...150 мм). Расчетная эпюра давлений при работе двигателя с системой выхлопа с удлиненными ответвлениями на 140 мм подтверждает сказанное (фиг. 6).

Выводы

1. Выхлопная система сильно влияет на характеристику двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой.

2. Для качественного исследования можно использовать акустическую теорию с повышенными скоростями движения возмущений.

3. Для трехцилиндрового двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой можно с общей системой выхлопа получить более эластичный двигатель, чем с отдельными трубами, при некоторой потере максимальной мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. С. Орлин, М. Г. Круглов. Двухтактные двигатели. Машгиз, Москва 1960.
2. Л. Я. Табачников. Выбор фаз газораспределения в двухтактном двигателе с импульсным наддувом. Энергомашиностроение, 1961, № 12, 24...26.
3. А. С. Орлин. Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. Справочное пособие. Государственное Научнотехническое Издательство Машиностроительной Литературы, Москва 1958.
4. В. М. Тареев. Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Издательство «Речной транспорт», Ленинград 1961.
5. Р. Бюссиен. Автомобильный справочник. Государственное Научнотехническое Издательство Машиностроительной Литературы, Москва 1960.
6. Th. Schmidt. Schwingungen in Auspuffleitungen von Verbrennungsmotoren. VDI-Verlag, Berlin 1934.
7. H. List, G. Reyl. Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, T. I. Springer Verlag, Wien 1949.
8. A. Pischinger. Bewegungsvorgänge in Gassäulen insbesondere beim Auspuff- und Spülvorgang von Zweitaktmaschinen. Forsch. Ing. Wes., Bd. 6, 1935, S. 245...257.
9. G. Reyl. Untersuchungen an Saugrohren. T. I. Deutsche Kraftfahrtforschung H. 74. VDI-Verlag, Berlin 1943.
10. H. List. Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, T. III. Springer Verlag, Wien 1952.

11. H. Martin. Gasdynamische und akustische Vorgänge in schalldämpfenden Abgas-Anlagen. MTZ, 21, 1960, N° 2, 47...50.
12. M. Leiker. Die Auspuffanlage des Zweitaktmotors. MTZ, 13, 1952, 171...184.
13. H. Seyfert. Beeinflussbarkeit des Ladungswechel an Einzylinder-Zweitaktmotoren durch die Abgasanlage. KFT, 15, 1965, N° 4, 127...132.
14. W. Hülse. Leistungssteigerung bei Zweitakt-Schnellläuferer druch Gasdynamische oder akustische Vorgänge in der Abgasanlage. MTZ, 21, 1960, N° 8, 336...337.
15. W. Hülse. Leistungssteigerung bei Zweitakt-Schnellläuferer. MTZ, 20, 1959, N° 8, 293...298.
16. B. Bravermann. Two-stroke tuning. Rod and Custom, 14, 1966, N° 11, 66...69.
17. A. Jante, K. Hofmann. Über Verbrennungsmotoren und Krafffahrenwesen. Bd. II. VEB Verlag Technik, Berlin 1959, 128...260.

R. Sillat

Influencing Scavenging Efficiency of Two-Stroke Cycle Gasoline Engine Through Modification of Exhaust System

Summary

The problems arising when output is increased by modification of exhaust systems is discussed. In addition to the achievable maximum output the torque characteristic for engine elasticity was taken into consideration.

It has been concluded that it is the function of the exhaust system to aid in cleaning the cylinder during the first part of exhaust period and to prevent charge losses out of the exhaust port during the latter part.

Various modification of exhaust systems in the power influencing factor were examined in a three-cylinder two-stroke cycle racing engine.

УДК 625.001.42

О. П. Хальяк

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ДОРОЖНЫХ ОДЕЖД

Для оценки прочности дорожной конструкции, а также для определения в натуральных условиях расчетных характеристик материалов слоев одежды и подстилающего грунта производятся испытания дорожных одежд и земляного полотна. Под действием повторных нагрузок от транспортных средств дорожные одежды работают в стадии обратимых или упруго-пластических деформаций. Практически возникают лишь полностью обратимые деформации [3, 4, 7]. Современные повышенные требования к эксплуатационным качествам дорог с капитальными покрытиями, в первую очередь в отношении ровности и долговечности одежды, могут быть удовлетворены лишь при условии, если деформации, возникающие на проезжей части под действием эксплуатационных нагрузок, будут полностью обратимыми [7].

Учитывая вышесказанное при испытаниях дорожных одежд в большинстве случаев были определены обратимые деформации под спаренным колесом задней оси нагруженного автомобиля. В зависимости от состояния дорожного покрытия изредка измерялись и остаточные деформации. Для оценки напряженного состояния дорожной конструкции была измерена чаша прогиба. При испытаниях использовался самосвал МАЗ-205 нагрузкой на заднюю ось около 10 тонн.

Для определения деформаций дорожной одежды под нагрузкой колеса автомобиля в настоящее время применяются следующие основные методы:

1. Определение деформаций дорожных одежд при помощи прецизионного нивелирования с наклонным лучом [2].
2. Определение деформаций прецизионным нивелированием с горизонтальным лучом [5].
3. Определение деформаций дорожной одежды при помощи рычажного прогибомера типа балки Бенкельмана (1, 3, 4, 7).

Сравнивая эти методы, можно утверждать, что определение деформаций высокоточным нивелированием дает удов-

летворительную точность измерения, но требует больше времени, чем измерение при помощи рычажного прогибомера. При наличии большой интенсивности движения измерения деформаций при помощи прецизионного нивелирования представляют серьезное препятствие движению. В свою очередь, большая интенсивность движения уменьшает точность измерения.

Учитывая вышесказанное, решено применять для определения деформаций на улицах и дорогах в городе Таллине рычажный прогибомер, известный под названием «балка Бенкельмана».

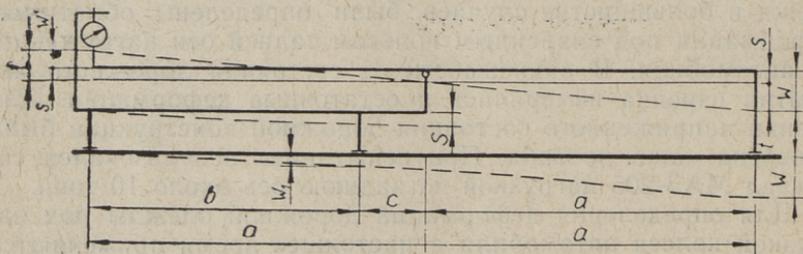
Методика этого измерения разработана в МАДИ совместно с ЦНИЛ Гушосдора. Эта методика не сложная и требует значительно меньше времени, но не имеет высокой точности из-за воздействия ряда факторов, зависящих как от прибора, так и от процесса измерения.

При определении деформаций этим методом, прежде всего необходимо учитывать некоторые поправки, возникающие по конструктивным причинам прогибомера, изготовляемого в мастерских треста по производству гаражного оборудования ГАРО.

Поправки эти следующие:

1. Поправка, которая учитывает осадки упоров прогибомера.

На фиг. 1 приводится принципиальная схема прогибомера при проведении измерения.



Фиг. 1. Принципиальная схема прогибомера:

w — осадка под колесом автомобиля, w' — осадка под упором прогибомера, w'' — осадка по индикатору, a ; b основные размеры прогибомера

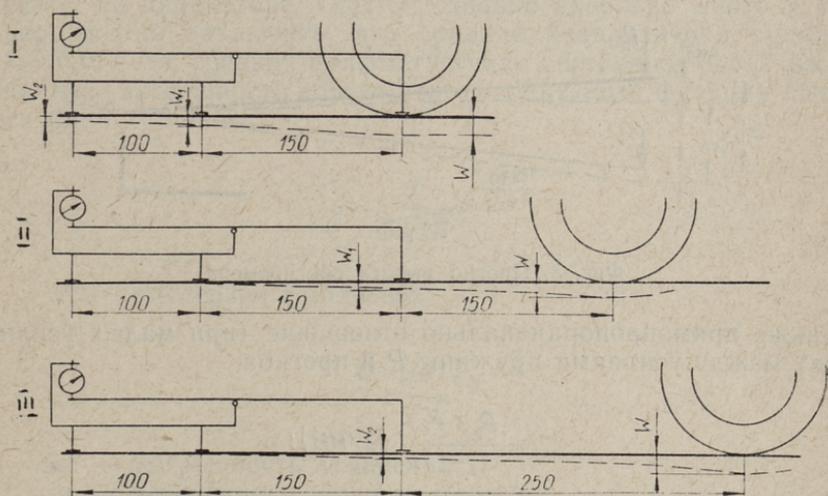
Легко установить следующее:

$$w = t + s; \quad t = s + w'; \quad s = w'' \frac{a}{b}; \quad w = w' + 2s; \quad a - 1,25 \text{ м}; \quad b - 1,0 \text{ м};$$

$$w = w' + 2,5 w'' \quad (1)$$

Формула 1 действительна в положении, когда только первый упор прогибомера имеет осадку. В положении, когда осадку имеют оба упора:

$$w = w' + 2,5(w_1 - w_2) + w_2 \quad (2)$$



Фиг. 2. Определение осадки упоров прогибомера:

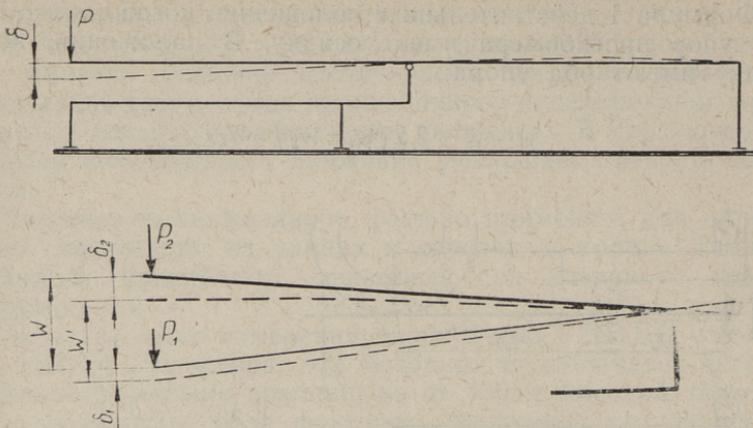
w — действительная осадка дорожного покрытия под колесом автомобиля.
 w_1 — осадка первого упора прогибомера, w_2 — осадка второго упора прогибомера

Определение осадок упоров прогибомера показано на фиг. 2. I положение: колеса задней оси находятся на точке А, на индикаторе делают первый отсчет l_0 . В положении II колесо находится на расстоянии от точки А 1,5 м, производится второй отсчет $l_{1,5}$. Затем автомобиль съезжает на расстояние 2,5 м от точки А, производится отсчет $l_{2,5}$. Затем автомобиль отъезжает на расстояние 10 м, после чего производится отсчет l . При этом не следует забывать, что отсчеты делаются только после затухания деформаций. Согласно закону Максвелла:

$$w' = l_0 - l; \quad w_1 = l_{1,5} - l; \quad w_2 = l_{2,5} - l.$$

2. Поправка, которая учитывает прогиб рычага прогибомера от усилия пружины индикатора (фиг. 3).

В лаборатории было определено отношение усилия P с отсчетом индикатора l . Это отношение прямопропорциональное.



Фиг. 3. Прогиб рычага прогибомера

Также прямопропорционально отношению (при малых усилиях) между усилиями пружины P и прогиба.

$$c = \frac{P_2 - P_1}{l_2 - l_1} \quad (\text{г/мм});$$

$$k = \frac{P}{\delta} \quad (\text{г/мм}).$$

Из схемы на фиг. 3 можно заключить следующее:

$$w = w' + \delta_2 - \delta_1$$

$$\delta_2 = \frac{P_2}{k}; \quad \delta_1 = \frac{P_1}{k}; \quad \delta_2 - \delta_1 = \frac{1}{k}(P_2 - P_1);$$

$$P_2 - P_1 = c(l_2 - l_1); \quad l_2 - l_1 = w';$$

$$w = w' \left(1 + \frac{k}{c}\right).$$

Прогибомер, которым пользуются на кафедре автомобильных дорог, имеет следующие величины:

$$c = 5,7 \text{ (г/мм)}; \quad k = 222,2 \text{ (г/мм)}; \quad w = 1,026 w'.$$

На точность измерений значительно воздействует температурные колебания при проведении измерений. Для того,

чтобы избежать эти неточности, следует инструмент сохранять от воздействия солнечных лучей.

Для определения точности прогибомера проведено ряд опытов, при которых исключались осадки упоров инструмента и температурные колебания. При помощи проверки микрометром изменялась высота штифта рычага и проводились отсчеты на индикаторе. Опытов сделано довольно много и теперь можно заключить, что средняя квадратичная ошибка $s_n = 0,017$ мм, средняя арифметическая ошибка $r_n = 0,012$ мм и наличие погрешности соответствует следующей функции Гаусса [6]:

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\Delta x)^2}{2\sigma^2}}$$

σ^2 — дисперсия измерений,

$$\sigma = \lim_{n \rightarrow \infty} \xi_n$$

Δx — погрешность измерений,

y — вероятность появления ошибок.

При помощи этой функции установлено, что примерно 93% измерений укладывается в интервал ошибок $\pm 0,03$ мм.

Можно считать, что доверительный интервал $\pm 0,03$ мм с доверительной надежностью 0,93 достаточен, но эти величины действительны только при условиях, когда дорожное покрытие под упором прогибомера не имеет деформаций.

При наличии осадок упоров прогибомера, учитывая формулу (2), получается доверительный интервал погрешности $\pm 0,10$ мм с доверительной вероятностью 0,94.

Учитывая вышеприведенные расчеты и испытания можно вывести:

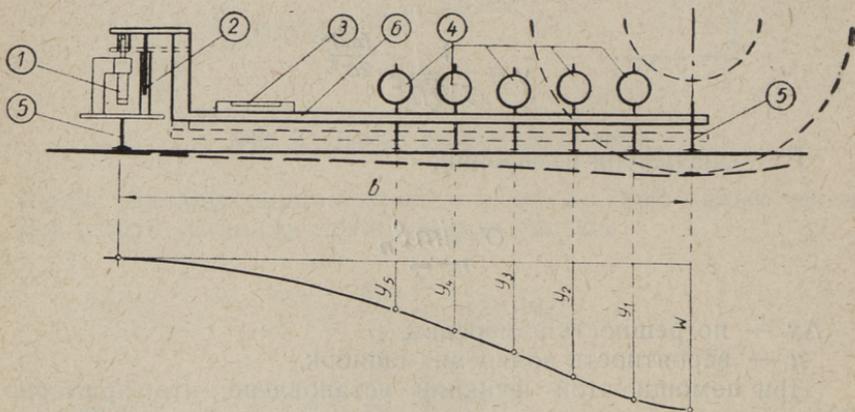
1. При измерении прогиба дорожного покрытия при помощи прогибомера типа балки Бенкельмана следует учитывать вышеназванные поправки. Особенно снижает точность измерения осадка упоров прогибомера, т. к. линия чаши прогиба в большинстве случаев распространяется больше, чем на 1,5 м. Результат может быть до 40% меньше действительного.

2. Установлено, что погрешность измерения в общем бывает $\pm 0,1$ мм. Величины, которые получены нами при испытаниях и рекомендуемые величины [7, 8, 9], находятся в интервалах 0,3 — 1,0 мм.

Относительная ошибка будет составлять 10 — 33%. Значит, точность измерения, проведенного при помощи прогибомера, нас не удовлетворяет. Поэтому необходимо на одном и том же месте производить несколько замеров.

3. Определение чаши прогиба при помощи прогибомера весьма неподходящее из-за неудовлетворительной точности способа.

Под руководством автора разработана и применена следующая методика для определения осадки и чаши прогиба дорожного покрытия под колесом нагруженного автомобиля.



Фиг. 4. Прибор для определения осадки и чаши прогиба дорожного покрытия

Для этого сконструирован специальный прибор (фиг. 4), который состоит из следующих основных частей: 1 — микрометр, 2 — направляющий стержень, — 3 — цилиндрический уровень, 4 — индикаторы, 5 — упорные части, 6 — рама прибора.

Измерение деформаций производится следующим способом:

Конец рамы устанавливается между спаренными скатами колеса (аналогично измерениям с помощью балки Бенкельмана). С помощью микрометра (1) регулируется рама прибора (6) строго горизонтально. Проверка осуществляется при помощи цилиндрического уровня. Производятся отсчеты микрометра (m) и от индикаторов (l_i). Автомобиль съезжает на следующую измерительную точку. После затухания деформаций рама снова регулируется горизонтально. Затем производятся отсчеты m_0 , l_{01} .

$$w = m - m_0,$$

$$y_i = w - (l_i - l_{oi}).$$

w — усадка дорожного покрытия под колесом автомобиля,
 y_i — ординаты чаши прогиба.

Естественно, что точность измерения зависит от точности микрометра, цилиндрического уровня и базиса инструмента

$$\Delta w = \sqrt{\Delta_m^2 + \Delta_v^2}$$

Δ_w — погрешность измерения усадки,

Δ_m — погрешность микрометра,

Δ_v — погрешность уровня.

$$\Delta_v = \frac{0,15 \sigma b}{\rho''}$$

σ — величина деления цилиндрического уровня, ["],

b — база инструмента, ρ'' — 206265".

Проведены испытания этого прибора и установлено, что средняя квадратичная ошибка $S_n = 0,013$ мм, средняя арифметическая ошибка $g_n = 0,01$ мм. При помощи функции Гаусса установлено, что прибор имеет доверительный интервал $\pm 0,03$ мм с доверительной вероятностью 0,98. Ординаты чаши прогиба, установлены также с этой же точностью, но как известно, их можно подправить графически, т. е. установленные точки соединяют плавной линией.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Барздо, Ю. М. Яковлев. Испытание нежестких дорожных одежд. Автомобильные дороги № 11, 1966.
2. А. К. Бируля. Определение осадок дорожных одежд под нагрузкой точным нивелированием. Автомобильные дороги № 6, 1964.
3. Н. Н. Иванов и др. Новый способ ускоренной оценки прочности нежестких дорожных одежд. Автомобильные дороги № 4, 1961.
4. М. Б. Корсунский. Оценка прочности дорог с нежесткими одедами. Изд. «Транспорт», Москва 1966.
5. В. М. Сегеркранц. Исследование упругих деформаций на автомобильных дорогах, построенных на торфяных болотах в условиях Эстонской ССР. Автореферат. Таллин 1967.
6. А. Н. Зайдель. Элементарные оценки ошибок измерений. Изд. «Наука». Ленинград 1967.
7. Методические указания по конструированию и расчету дорожных одежд нежесткого типа с усовершенствованными покрытиями. ОРГТРАНСТРОЙ, Москва 1965.

8. P. Becker. Einsenkungsmessungen mit dem Benkelman-Balker. «Strasse und Autobahn», Nr. 7. 1966.
9. K. R. Peattie. The significance of the surface deflection of flexible pavements. Symposium on road tests for pavement design. Portugal, Lisabon 1962.

O. Haljak

Measuring of Pavement Surface Deflections under Wheel-Load

Summary

The surface deflections under wheel-load are significant criterious for road structures. Deflections, maesured by deflection beam, must be corrected. Corrections depend upon size and construction of deflection beam.

To measure deflection line of pavement surface under wheel-load more exactly, a specific equipment which essentially differs from usual deflection beam, has been designed.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. А. Ю. Ваймель, М. К. Коппель. Изменение прочностных характеристик песчаного асфальтобетона при испытании его на морозостойкость	3
2. Р. Ю. Левет. О сроке смены масла и фильтрующих элементов ...	11
3. В. К. Меспак. Деформативные свойства сланцевых битумов при динамических нагрузках.	21
4. Р. Р. Силлат. Влияние выхлопной системы на газообмен двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипнокамерной продувкой.	33
5. О. П. Хальяк. Определение деформации дорожных одежд.	47



АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ.
АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ
СБОРНИК СТАТЕЙ III

Таллинский политехнический институт

Редактор В. Меспак

Технический редактор Я. Мыттус

Сдано в набор 2 X 1968. Подписано к печати 19 II
1969. Бумага 60×90 ¹/₁₆. Печатных листов 3,5 +
прил.. Учетно-издательских листов 2,7. Тираж 350.
МВ-02241. Заказ 1693. Типография «Пунане
Тянт», Таллин, ул. Пикк, 54/58.

Цена 27 коп.

Цена 27 коп.

CP