

7 82
7 86

ИАМИ

№43

ПРИМЕНЕНИЕ НАДДУВА
В ЦЕЛЯХ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ,
РАБОТАЮЩИХ
НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

7
86

МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ И ТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СОЮЗА ССР
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ
===== НАМИ =====

Отделение газогенераторных
и газобаллонных автомобилей

ПРИМЕНЕНИЕ НАДДУВА
В ЦЕЛЯХ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ,
РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

Технический отчет № 43

Директор А. В. ОСИПЯН

Главный инженер В. Н. ЛЯЛИН

ОТДЕЛ ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1949 г.

Отчет содержит теоретическое и экспериментальное исследование вопроса применения наддува в целях повышения мощности автомобильного двигателя при работе на генераторном газе.

В теоретической части (раздел II) рассматривается влияние наддува на удельный вес свежего заряда и коэффициент наполнения двигателя и дается обоснование возможности повышения мощности последнего.

Экспериментальная часть (раздел III) содержит описание испытаний двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 на генераторном газе без наддува и с наддувом от приводного объемного нагнетателя типа РУТ.

В процессе испытаний исследовано влияние наддува на основные показатели работы газогенераторной установки и двигателя.

На основании проведенного исследования делается вывод о том, что применение наддува от приводного объемного нагнетателя позволяет получить при переводе на генераторный газ двигателей ЗИС-120 ($\epsilon=6,0$) и ЗИС-5 (при $\epsilon=6,8$) соответственно до 80—90% первоначальной мощности.

Общий обзор и сравнительная оценка прочих методов повышения мощности автомобильных двигателей, работающих на генераторном газе, даны в разделе I и представляют собой в значительной мере систематизацию материалов, имевшихся по данному вопросу ранее.

Работа проведена в 1948 г.



Замечания и пожелания по публикуемым Институтом работам шлите по адресу: Москва 183, НАМИ. Отдел технической информации

Ответственный редактор Н. Н. Брызгов.

Корректор Т. И. Кустова

Л 79038 Подп. к печ. 24 февраля 1949 г.

Объем 4 уч. изд. л. Заказ 58. Тир. 150.

Типография НАМИ. Москва 183. Лихоборы

ПРИМЕНЕНИЕ НАДУВА В ЦЕЛЯХ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

К ПОСТАНОВКЕ ВОПРОСА

Известно, что бензиновый двигатель может быть переведен на генераторный газ без внесения в него существенных конструктивных изменений. Известно также, что в этом случае его мощность составляет в среднем лишь около 50% первоначальной. Из названных двух положений со всей очевидностью вытекает третье: существующие бензиновые двигатели могут послужить базой для создания газогенераторного автомобиля, при условии нахождения способов устранения недобора мощности, имеющего место при работе на генераторном газе.

При создании газогенераторных автомобилей на базе автомобилей ЗИС-5 и ГАЗ-АА, в качестве такой меры было предпринято повышение степени сжатия двигателя:

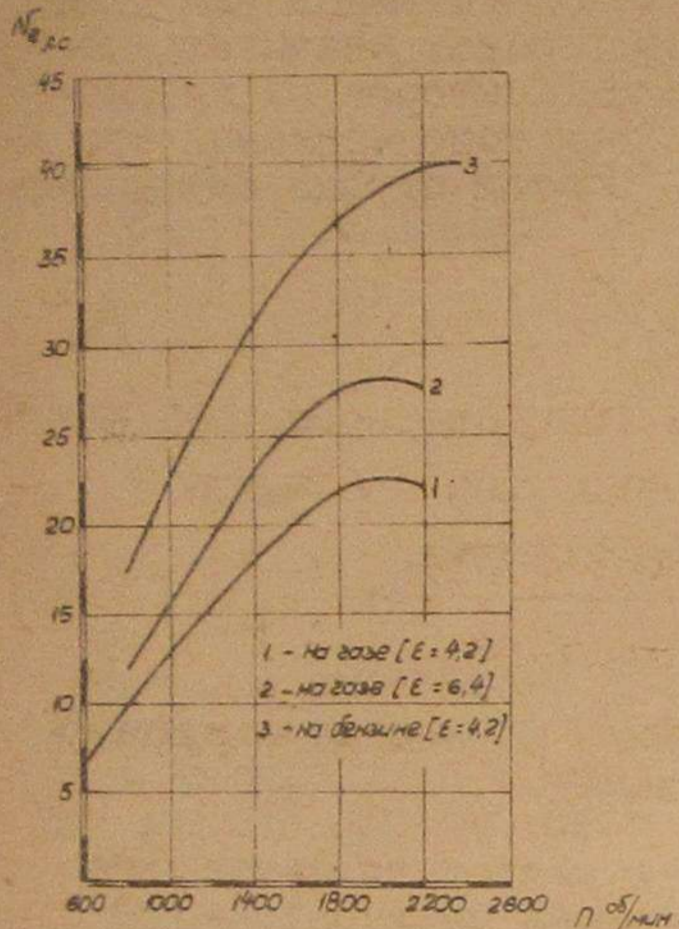
для ГАЗ-АА с 4,2 до 6,4;
для ЗИС-5 с 4,8 до 7,0.

В обоих случаях повышение степени сжатия было достигнуто заменой головки и сопровождалось установкой разделенных всасывающего и выхлопного коллекторов.

Однако, как это видно на фиг. 1 и 2, подобное решение вопроса не может быть признано удовлетворительным, т.к. мощность двигателя при работе на генераторном газе остается в этом случае в пределах 65—70% первоначальной, не обеспечивая должных динамических качеств автомобиля. Еще меньший эффект сулит повышение степени сжатия применительно к новым маркам грузовых автомобилей ЗИС-150 и ГАЗ-51, двигатели которых уже в бензиновом варианте имеют степень сжатия 6 и 6,2.

В свете сказанного, особую актуальность приобретает вопрос об изыскании наиболее эффективного и рационального метода повышения мощности автомобильных двигателей, работающих на генераторном газе; метода, который бы позволил успешно разрешить задачу создания полноценных газогенераторных автомобилей, поставленную перед нашей промышленностью Законом о пятилетнем плане.

Настоящая работа имеет целью рассмотрение вопроса применения наддува, как средства повышения мощности автомобильных двигателей, работающих на генераторном газе, и в частности экспериментальное исследование наддува от приводного объемного нагнетателя типа РУТ.



Фиг.1. Внешние характеристики двигателя ГАЗ-АА на газе и на бензине.

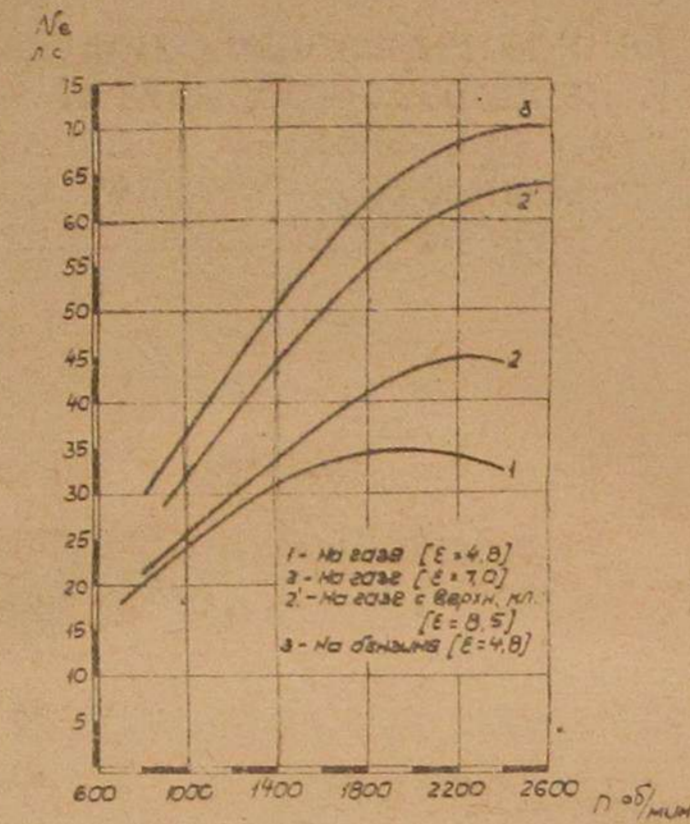
результатов в народном хозяйстве страны, эксперименты велись на двигателях отечественных автомобилей ЗИС-5 и ЗИС-150, а в качестве нагнетателя был использован нагнетатель, выпускаемый Ярославским автозаводом для 2-тактных автомобильных дизелей.

1. ОБЗОР И СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

Возможные методы повышения мощности 4-тактного двигателя вытекают из рассмотрения известной формулы индикаторной мощности

$$N_i = \frac{30}{632} V_h n \alpha \frac{H_u}{L_0} \eta_i \eta_v \gamma \quad /1/$$

- где V_h - рабочий объем всех цилиндров /м³/,
- n - число оборотов в минуту,
- H_u - теплотворная способность топлива /кал/кг/,
- α - коэффициент избытка воздуха,
- L_0 - теоретически необходимое количество воздуха /кг/кг/,
- η_i - индикаторный к.п.д.,



Фиг.2. Внешние характеристики двигателя ЗИС-5 на газе и на бензине.

Для обеспечения возможности непосредственного использования полученных ре-

- η_v - коэффициент наполнения,
- γ - удельный вес рабочего тела при его состоянии, по отношению к которому определяется коэффициент наполнения /кг/м³/.

Данное выражение, предложенное проф. Стечкиным для дизелей и карбюраторных двигателей, представляет значительные удобства при анализе влияния различных факторов на индикаторную мощность, что дает основание для использования его и применительно к газовым двигателям. В этом случае оно примет вид

$$N_i = \frac{30}{632} V_h n \frac{H_u}{1+\varphi} \eta_i \eta_v \gamma \quad /1/$$

- где H_u - теплотворная способность генераторного газа /кал/кг/
- φ - весовой коэффициент смешения газа и воздуха

$$\varphi = \frac{G_B / \text{часовой расход воздуха}}{G_g / \text{часовой расход газа}}$$

Для выбранного двигателя V_h и n заданы конструкцией и, следовательно, изменению не подлежат.

Таким образом повышение мощности двигателя может быть осуществлено путем воздействия на четыре фактора:

- $\frac{H_u}{1+\varphi}$ - теплотворную способность смеси,
- η_i - индикаторный к.п.д.,
- η_v - коэффициент наполнения,
- γ - уд.вес смеси.

а/ Повышение теплотворной способности рабочей смеси

Для генераторного газа среднего состава, будь то при работе на чурках, буром угле или коксе, значение H_u весьма постоянно и составляет в среднем 1050-1060 кал/кг, что при значениях весового коэффициента смешения $\varphi = 1,15-1,25$ дает теплотворную способность смеси

$$\frac{H_u}{1+\varphi} = 470 - 500 \text{ кал/кг.}$$

Очевидно, возможности в этом направлении исчерпываются работой с минимальными значениями весового коэффициента смешения φ , которые соответствуют приведенным. 1/

Так обстоит дело при работе на одном твердом топливе. Однако, последнее время предпринимаются попытки повысить калорийность газа путем введения в генератор дополнительно некоторого количества жидкого топлива /соллярное масло, отработанные смазочные масла и т.п./.

1/ Дальнейшее уменьшение φ вызывает уже не повышение, а снижение мощности ввиду ухудшения полноты сгорания.

Подобное мероприятие дает повышение теплотворной способности газа и благоприятно отражается на мощности двигателя. Существенный недостаток этого способа заключается в том, что газогенераторный автомобиль лишается тем самым своего основного, если не единственного, преимущества над бензиновым: он снова нуждается в дефицитном жидком топливе и несет на себе помимо газовой еще и аппаратуру для подачи жидкого топлива. Большое значение при оценке данного метода будет иметь пока еще не установленная величина среднего расхода жидкого топлива на 1 тонну-километр пути.

Аналогичные замечания могут быть сделаны и в отношении метода присадки легкого жидкого топлива непосредственно во всасывающую трубу двигателя.

б/ Повышение степени сжатия

Для данного двигателя его индикаторный к.п.д. в значительной мере определяется значением термического к.п.д. идеального процесса.

Для цикла Отто $\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$,
где ϵ - степень сжатия; κ - показатель адиабаты.

Для рабочего тела определенного состава термический к.п.д. будет зависеть только от степени сжатия. Вполне очевидно, что повышая степень сжатия, можно добиться повышения η_t , а следовательно и мощности двигателя. Однако, как будет показано ниже, возможности в этом направлении весьма ограничены.

Для бензиновых двигателей верхний предел величины степени сжатия налагается явлением детонации, которая в зависимости от качества бензина и конфигурации камеры сгорания может наступить уже при степени сжатия 6 и даже ранее.

Для газовых двигателей этот предел выше. По условиям самовоспламенения и детонации степень сжатия газовых двигателей может быть доведена до значений порядка 10, однако, характер функциональной зависимости $\eta_t = f(\epsilon)$ таков /фиг.3/, что при достаточно больших значениях ϵ дальнейшее увеличение степени сжатия перестает быть эффективным.

Соответствующие результаты получены экспериментально. На фиг.4 даны кривые среднего эффективного давления P_e для двигателя ГАЗ-АА, испытанного с различными степенями сжатия. Совместное рассмотрение фиг.3 и 4 позволяет установить, что повышение степени сжатия с 4,2 до 6,4, что соответствует согласно фиг.3 увеличению η_t идеального цикла на 20%, позволило повысить среднее эффективное давление с 3,5 до 4,45, т.е.

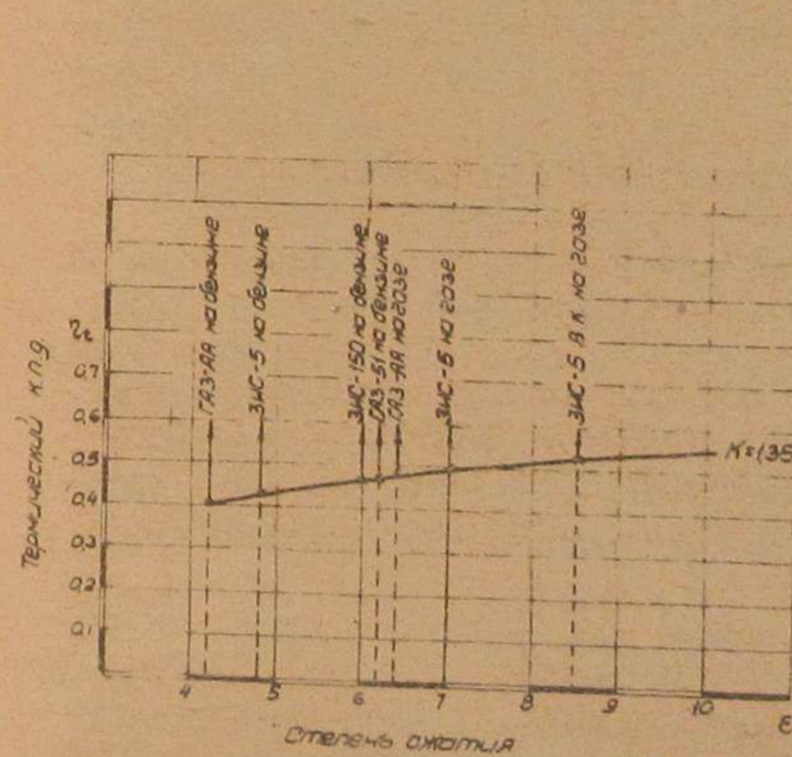
1/ НАТИ - Отчет "Испытание двигателей ЗИС-5 и ГАЗ-АА на различных степенях сжатия" - 1936 г.

на 27%, в то время, как последующее повышение ϵ с 6,4 до 7,4 соответствует увеличению η_t на 4% и повышает среднее эффективное давление лишь на 5%. Это же видно из табл.1.

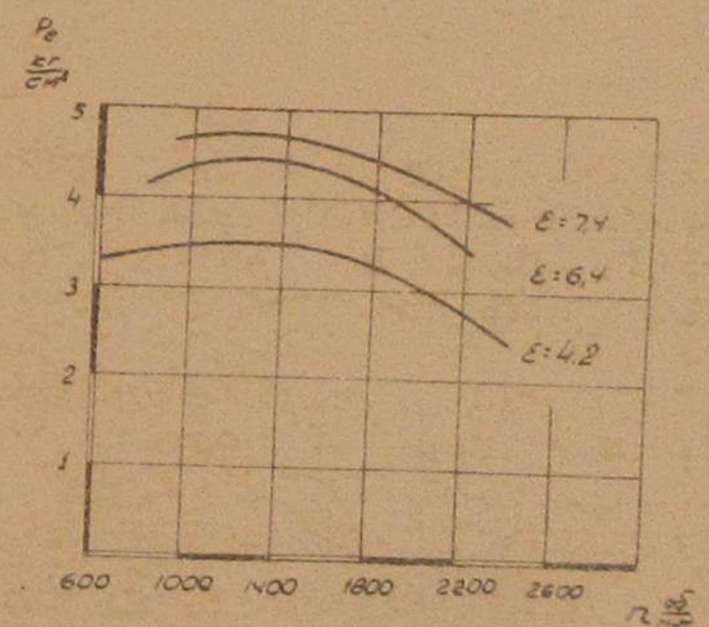
Таблица 1

Идеальный цикл				Действительный цикл			
ϵ	η_t	увеличение η_t в %	увеличение η_t в % на ед. степ. сжатия	P_e кг/см ²	увеличение P_e в %	увеличение P_e в % на ед. степени сжатия	
4,2	0,40			3,50			
6,4	0,48	20%	9%	4,45	27%	12%	
6,4	0,48			4,45			
7,4	0,50	4%	4%	4,70	5%	5%	

Таким образом средний прирост P_e на единицу степени сжатия составляет: в зоне малых ϵ - 12%, в зоне более высоких ϵ - 5%. Аналогичные данные имеются и по двигателю ЗИС-5.



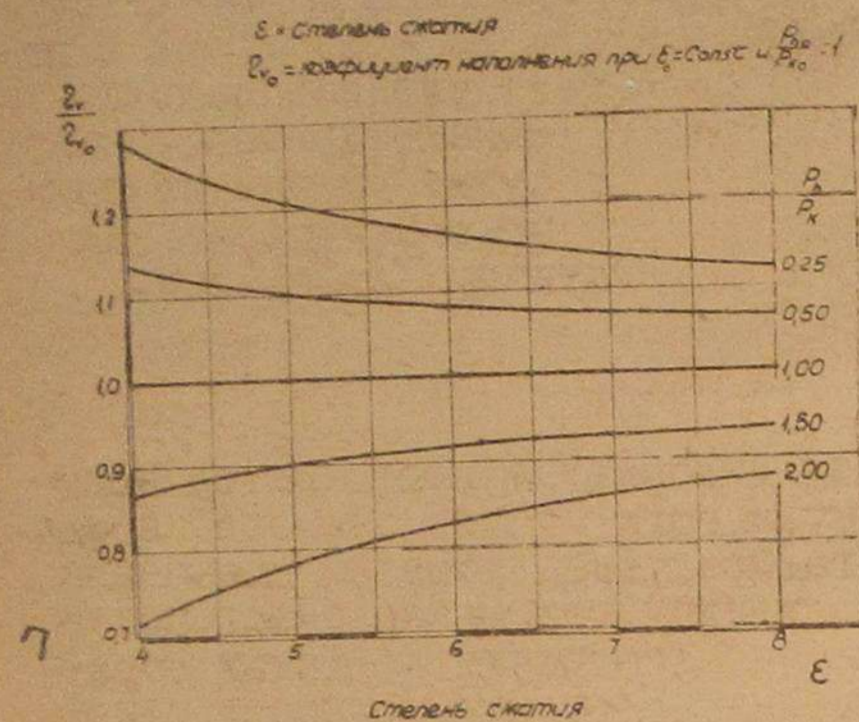
Фиг.3. Влияние степени сжатия на термический к.п.д.



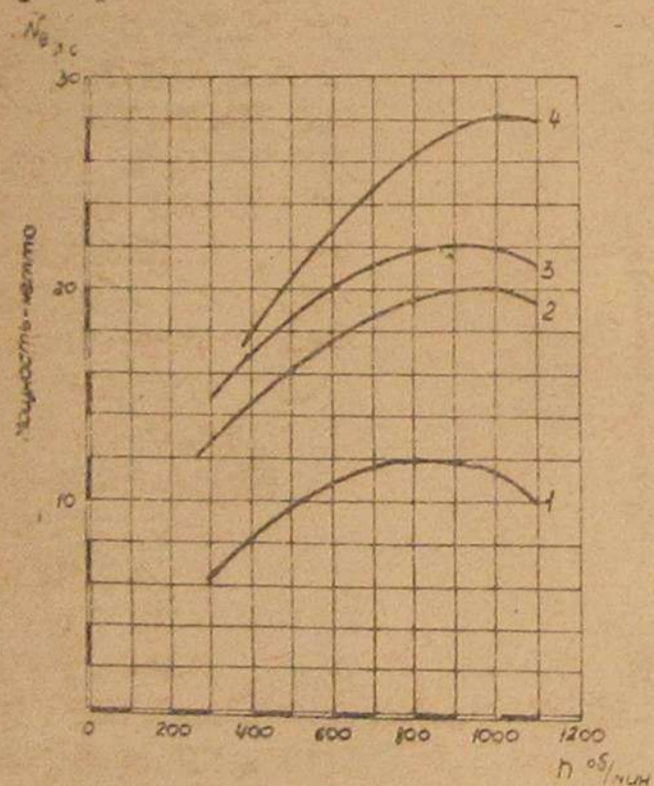
Фиг.4. Характеристики двигателя ГАЗ-АА при работе на генераторном газе с различными степенями сжатия.

Следует отметить, что в реальных конструкциях повышение степени сжатия сопровождается обычно еще и мероприятиями по улучшению коэффициента наполнения, как-то: замена единого коллектора разделенными всасывающим и выхлопным коллекторами, изменение формы камеры сгорания, замена нижних впускных клапанов верхними. Но даже, оставляя в стороне эти мероприятия, нельзя упускать из виду непосредственное влияние повышения степени сжатия на коэффициент наполнения и через него на мощность двигателя.

Рассмотрение данного вопроса проф. Масленниковым применительно к авиационным двигателям ^{1/} позволяет установить следующую зависимость /фиг.5/: изменение степени сжатия влияет на коэффициент наполнения в зависимости от отношения давлений на входе во впускную систему двигателя / P_h / P_k / и на выхлопе / P_h / P_k /. Для обычных двигателей $P_h / P_k = 1$ и, как это видно из фиг.5, ϵ



Фиг.5. Зависимость коэффициента наполнения от степени сжатия при различных отношениях P_h / P_k .



Фиг.6. Применение наддува на транспортных газогенераторных установках по опытам НИИИ - 1932 г. Наддув от поршневого нагнетателя с независимым приводом. Двигатель "Икегай".

- $\eta_k = 7,48; \epsilon = 3,8$.
1. На газе без наддува.
 2. На газе - наддув 0,3 ати.
 3. На газе - наддув 0,4 ати.
 4. На бензине.

1/ Проф. Масленников. "Авиационные двигатели". 1946 г.

не влияет на относительное изменение коэффициента наполнения. Для двигателя с наддувом от приводного нагнетателя $P_h / P_k < 1$ и коэффициент наполнения с повышением ϵ ухудшается. Наконец, при турбонаддуве бывает, что $P_h / P_k > 1$, в этом случае повышение степени сжатия благоприятно влияет на η_v . Помимо этого явления, связанного с величиной начального объема остаточных газов, в двигателях с нижними клапанами значительное повышение степени сжатия влечет за собой сужение проходных сечений из надклапанного пространства в цилиндр, ухудшая тем самым коэффициент наполнения.

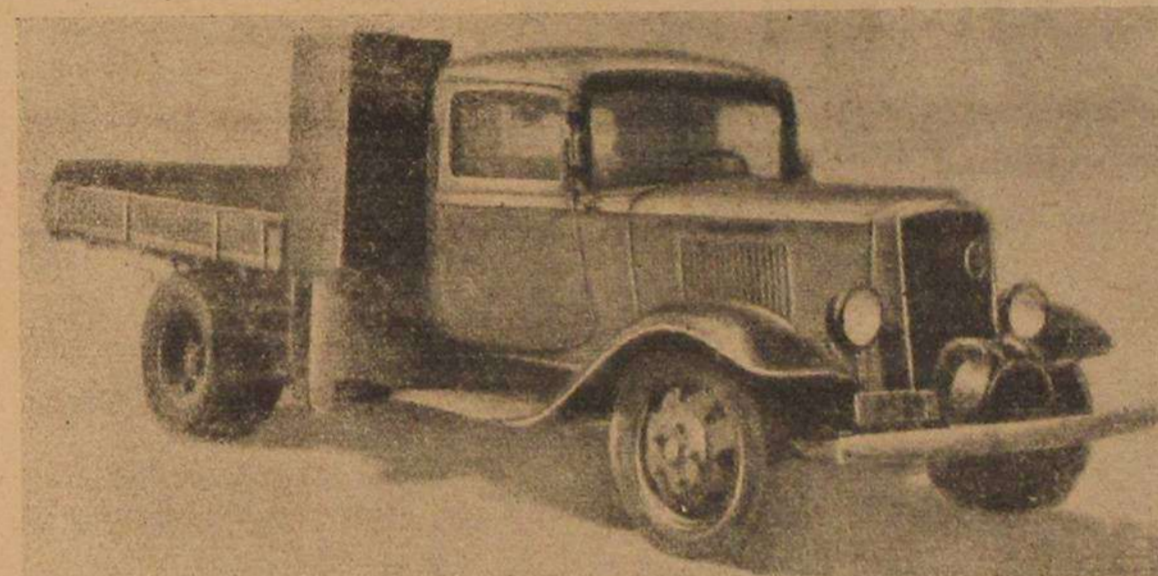
Указанные обстоятельства, а также затрудненный пуск и ухудшение работы свечей явились причиной того, что в существующих конструкциях газогенераторных автомобилей степень сжатия двигателя не превышает значения $\epsilon = 7,0 - 7,3$.

На основании изложенного можно сделать вывод: повышение степени сжатия, не давая удовлетворительного разрешения задачи компенсации мощности двигателей ЗИС-5 и ГАЗ-АА при переводе их на газ, еще в меньшей степени способно разрешить эту задачу применительно к двигателям ГАЗ-51 и ЗИС-120, которые уже в бензиновом варианте имеют степень сжатия 6,2 и 6,0.

Существующие попытки все же добиться повышения мощности за счет более серьезных конструктивных изменений двигателя и повышения его степени сжатия до значений 8 и более вряд ли могут поколебать данное положение. В НАМИ на базе ЗИС-5 был построен двигатель со степенью сжатия 8,5, на котором ценой создания новой головки, верхних клапанов с соответствующим приводом, установки нового впускного коллектора и перенесения его на другую сторону двигателя удалось получить до 90% первоначальной мощности /фиг.2/. Однако, применительно к двигателям новых марок этот метод не сулит успеха по причинам, рассмотренным выше и, ввиду этого, не оправдывает связанных с ним весьма серьезных конструктивных изменений.

в/ Наддув

Под этим названием в нашу литературу вошел метод повышения мощности путем предварительного сжатия свежего заряда с помощью нагнетателя. Достижимое таким образом повышение удельного веса заряда сопровождается также, как будет показано ниже, повышением коэффициента наполнения. 1/ Таким образом наддув благоприятно влияет на повышение мощности одновременно через оба последние фактора уравнения /1/.



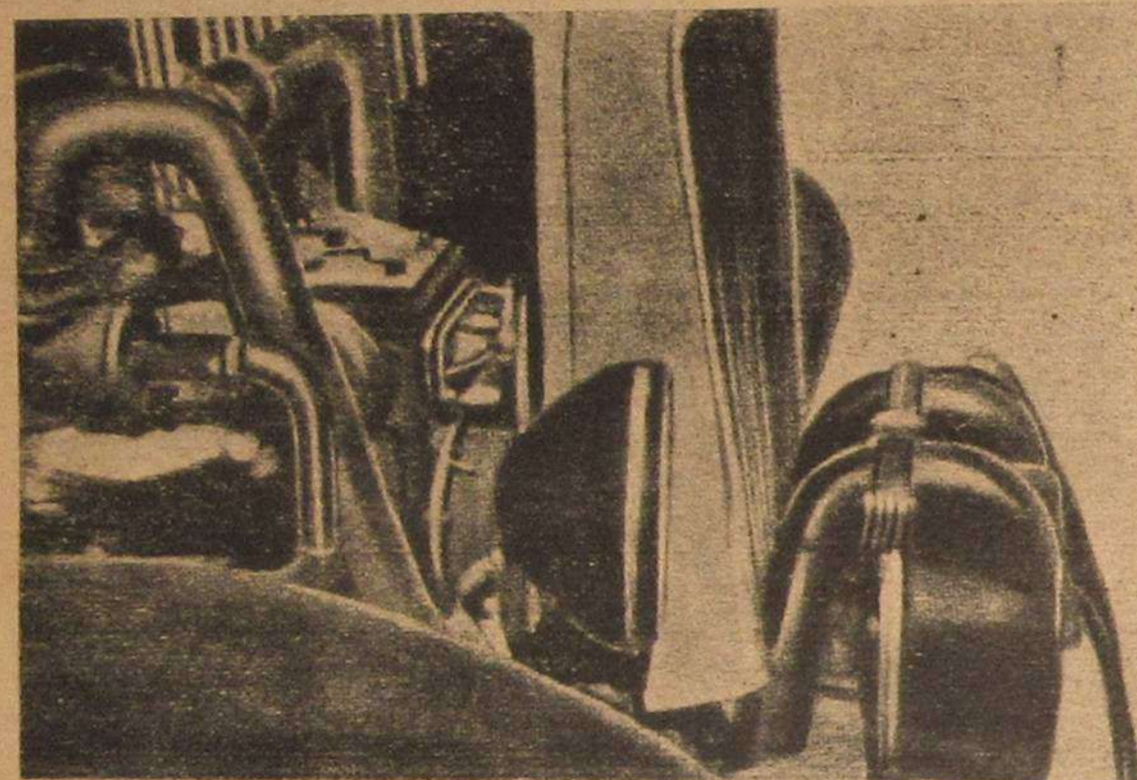
Фиг.7. Газогенераторный автомобиль с наддувом от приводного центробежного нагнетателя. Воздуходувки и объемные /типа РУТ/ с механическим приводом или /говоря о первых/ с приводом от газовой турбины, работающей на отработавших газах двигателя. Центробежные нагнетатели, приводимые газовой турбиной, принято называть турбокомпрессорами.

Вопрос о применении наддува в целях повышения мощности транспортных двигателей, работающих на генераторном газе, был впервые поставлен в СССР, а именно в 1932 г. в НИИИ. Экспериментальные работы, проведенные тогда Ожиговым и др. на двигателе "Икегай" / $N_e = 30$ л.с.; $n = 1000$ об/мин/ с использованием поршневого нагнетателя с независимым электроприводом, ставили своей задачей установить зависимость мощности двига-

1/ Исключение составляет турбонаддув при $P_h / P_k > 1$.

Наддув двигателей внутреннего сгорания практикуется достаточно давно, а в ряде областей, например, в авиации агрегат наддува стал органической частью двигателя. В качестве нагнетателей на транспортных установках применяются преимущественно центробежные воздуш-

теля от степени наддува при независимом приводе нагнетателя. Эти опыты дали положительные результаты /фиг.6/ и могли послужить основанием для ведения работ в данном направлении. Однако, с того времени, т.е. с 1932 г., работы в этой области у нас прекратились. За границей в предвоенный и военный период ряд стран, в частности Германия, Швейцария, Швеция, Финляндия были вынуждены уделить серьезное внимание газогенераторному транспорту. В этой связи отдельные фирмы выпустили разработанные ими конструкции газогенераторного автомобиля с наддувом, созданные на базе существующих бензиновых двигателей.



Фиг.8. Газогенераторный автомобиль с наддувом от приводного центробежного нагнетателя.

- 1/ с расположением нагнетателя перед /по ходу газа/ генераторной установкой /фиг.13/,
- 2/ за генераторной установкой /фиг.14/.

В первом случае нагнетатель подает воздух в генератор и смеситель, и установка находится под избыточным давлением, во втором — нагнетатель, находясь за генераторной установкой, засасывает газоздушную смесь и подает ее под избыточным давлением в двигатель. Газогенераторная установка работает в этом случае под разрежением.

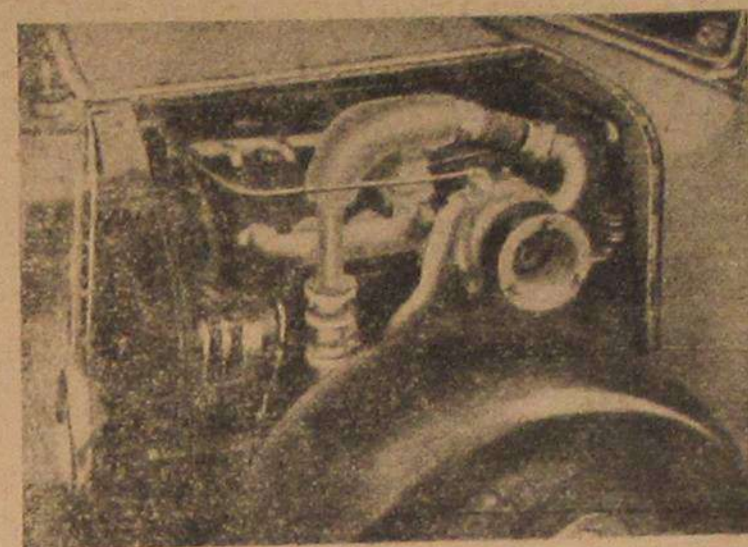
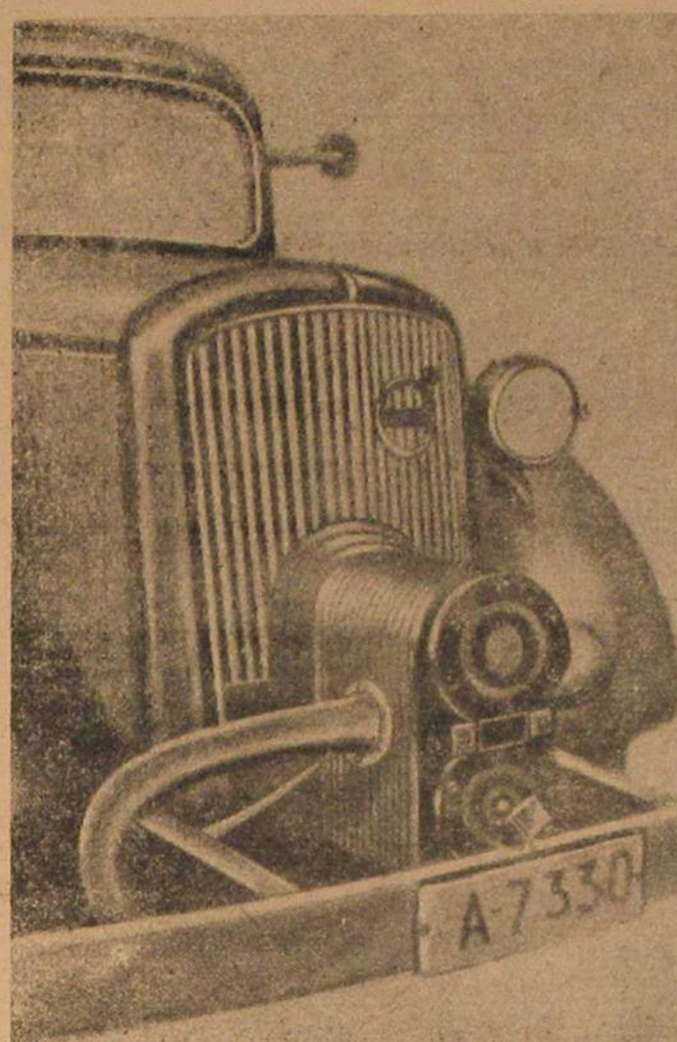
Достоинством первой схемы является, во-первых, то, что нагнетатель, пропуская через себя лишь воздух, не подвергается засорению, во-вторых, что скорости газа в проходных сечениях генератора не увеличиваются, ввиду чего потеря напора в генераторной установке возрастает незначительно.

Недостаток состоит в том, что газогенераторная установка, находясь под избыточным давлением, требует обеспечения прочности и плотности, что ограничивает степень наддува.

Вторая схема, будучи лишена последнего недостатка, требует, во-первых, увеличения проходных сечений в элементах газогенераторной установки, а во-вторых, что особенно важно

В качестве нагнетателей использовались приводные центробежные нагнетатели /фирма "КР" — фиг.7 и 8/, объемные нагнетатели /фирма "Susi" — фиг.9/, а также турбо-нагнетатели /фирма "Brown-Boveri" — фиг.10-12/.

Наддув газового двигателя, работающего на генераторном газе, может быть осуществлен по двум принципиальным схемам:



Фиг.10. Газогенераторный автомобиль с турбонаддувом.

при работе с объемными нагнетателями, грозит быстрым загоранием и выходом из строя нагнетателя.

Фиг.9. Газогенераторный автомобиль с наддувом от приводного объемного нагнетателя типа РУТ.

Обе схемы нашли свое практическое применение, причем, объемные нагнетатели используются преимущественно по первой схеме.



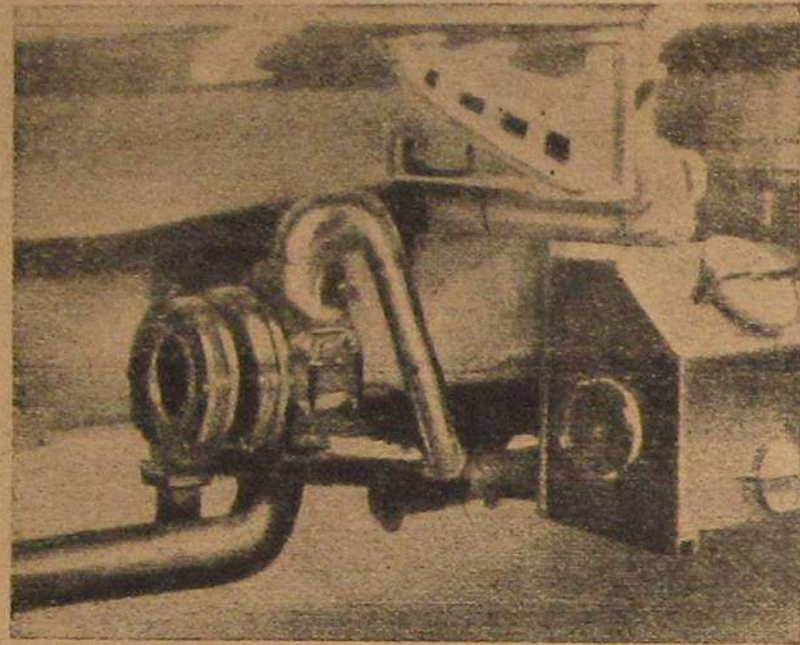
Фиг.11. Дизельный автомобиль, переведенный на генераторный газ с применением наддува.

ставляет $1/10 - 1/12$. Характер протекания кривой давлений за нагнетателем по оборотам двигателя /фиг.15/ не обеспечивает должной степени наддува в зоне средних оборотов, что является также существенным недостатком центробежного нагнетателя. Протекание кривой $P_2/P_1 = f(n)$ для объемного нагнетателя типа РУТ /фиг.15/ является в этом отно-

говоря о сравнительных достоинствах самих нагнетателей применительно к целям наддува, необходимо признать, что характеристика объемного нагнетателя предпочтительнее, т.к. для обеспечения необходимого расхода и напора центробежный нагнетатель должен делать 30-40 тыс. об/мин, что представляет серьезные трудности при осуществлении механического привода от вала двигателя, т.к. передаточное число в этом случае со-

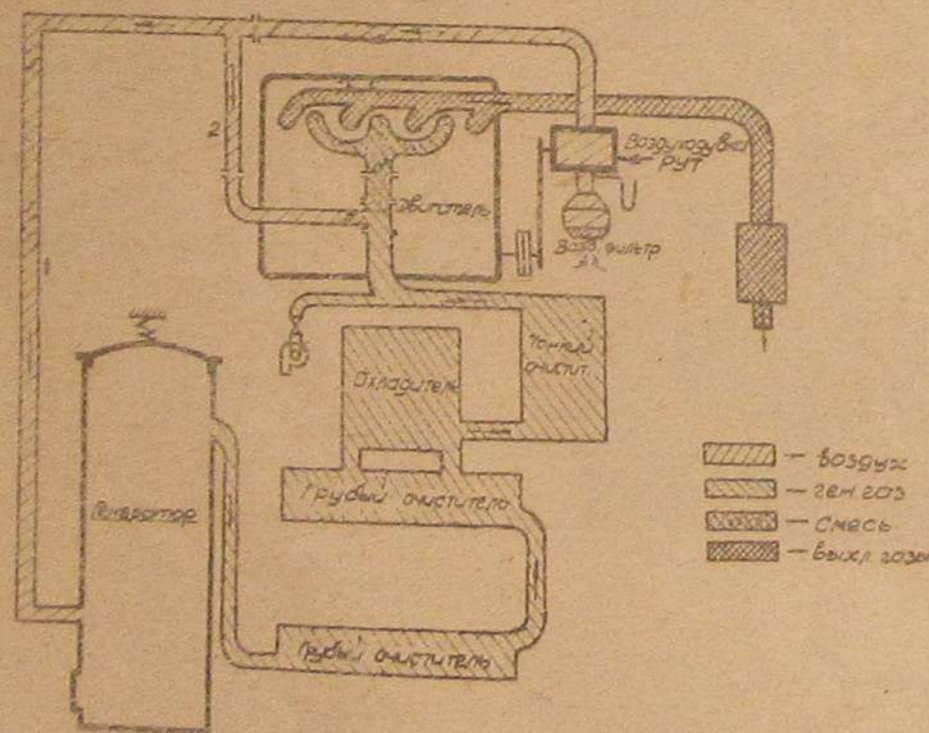
нении более благоприятным, хотя также подлежит корректировке, как это будет показано ниже.

Значительное распространение в качестве агрегата наддува получили турбонагнетатели. Помимо упоминавшихся выше недостатков, присущих всем центробежным нагнетателям, турбонагнетатель имеет еще и тот, что степень наддува его определяется располагаемой энергией выхлопных газов. Поэтому для малолитражных, в частности для автомобильных двигателей ввиду низкого к.п.д. нагнетателя, редко удастся достичь давления за нагнетателем выше 0,35 ати, что и обуславливает меньший возможный выигрыш мощности при наддуве от турбонагнетателя, чем при работе с приводным нагнетателем.



Фиг.12. Одно из возможных размещений турбонагнетателя на газогенераторном автомобиле с наддувом.

выигрыш мощности, т.к. турбонагнетатель, хотя и не берет на себя механической энергии от вала двигателя, но повышает противодавление на выхлопе.



Фиг.13. Схема первая - нагнетатель расположен перед газогенераторной установкой.

дет определяться значением отношений

Сравнивая работу приводного и турбонагнетателя при равных степенях наддува, ограниченных названным значением, можно констатировать приблизительно равный вы-

Кoeffициент же наполнения зависит от отношения P_n/P_k ,

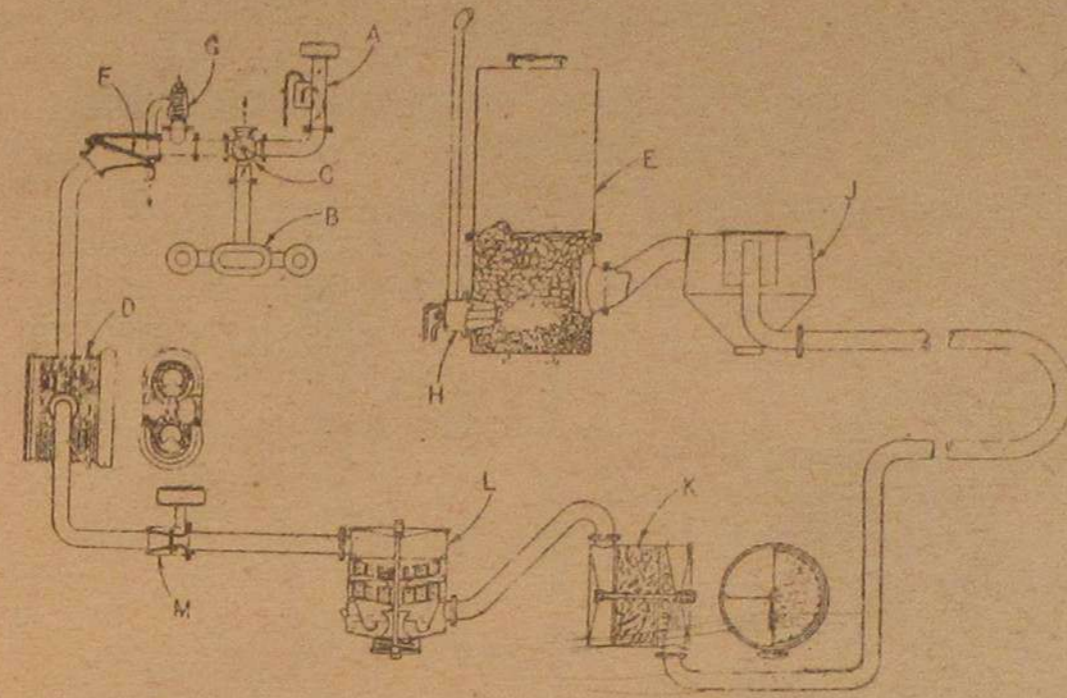
где P_k - давление за нагнетателем, P_n - противодавление на выхлопе.

Для исследования вопроса воспользуемся соотношением, предложенным проф. Масленниковым,

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{Const - P_n/P_k}{Const - P_{n0}/P_{k0}} \quad (2)$$

из которого видно, что влияние наддува на коэффициент наполнения будет определяться значением отношений

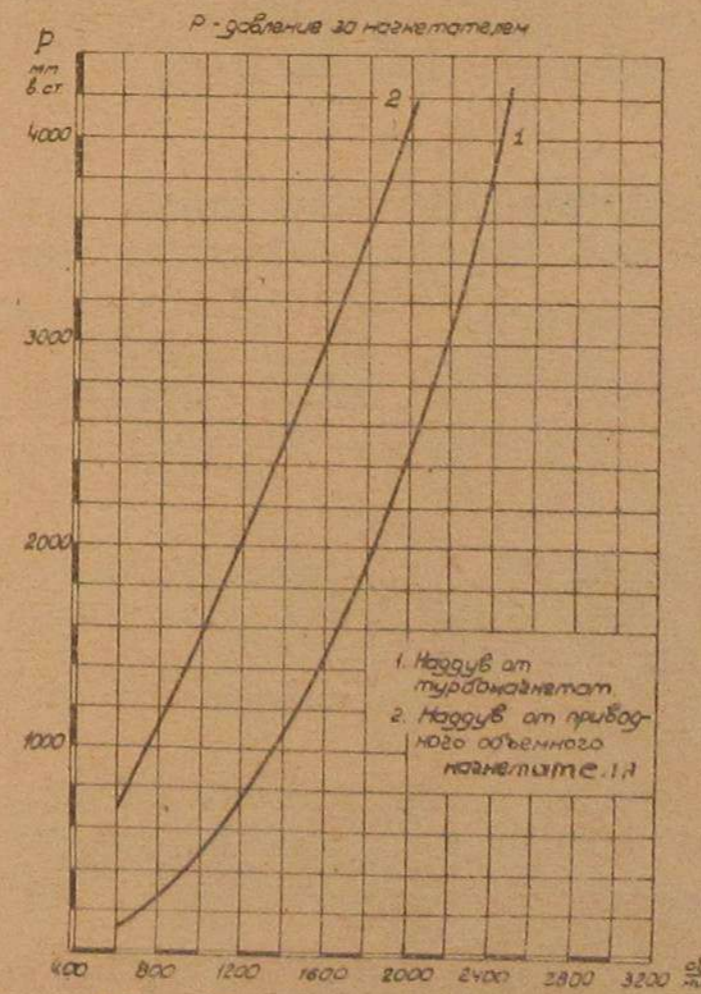
впускную систему двигателя и на выхлопе. Причем, вполне очевидно, если наддув будет иметь следствием уменьшение P_n/P_k , т.е. если $P_n/P_k < P_{n0}/P_{k0}$, то η_v - коэффициент наполнения при наддуве будет выше, чем коэффициент наполнения без наддува η_{v0} . Обратное, при $P_n/P_k > P_{n0}/P_{k0}$ коэффициент наполнения с наддувом окажется ниже, чем таковой без наддува. Последнее как раз имеет место при турбонаддуве, т.к. $P_{n0}/P_{k0} = 1$ в то время, как для малых турбонагнетателей $P_n/P_k = 1,08 - 1,16$. Соотношение давлений за нагнетателем и в выхлопном коллекторе определяется выражением баланса работ



Фиг.14. Схема вторая - нагнетатель засасывает генераторный газ, установка находится под разрежением. Е - генератор, J - циклон, К - очиститель, L - тонкий очиститель, D - объемный нагнетатель, F - обратный клапан, B - предохранительный клапан, С - смеситель и золотник розжига и качественного регулирования, А - воздухоподсасывающая труба.

где P_n - давление окружающей среды, P_k - давление за нагнетателем, P_p - давление в выхлопном ресивере, K - показатель адиабаты для воздуха.

$$\left(\frac{P_k}{P_n}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 = \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_p}{P_k}\right)^{\frac{K-1}{K}}}\right] \cdot \frac{1}{3}$$

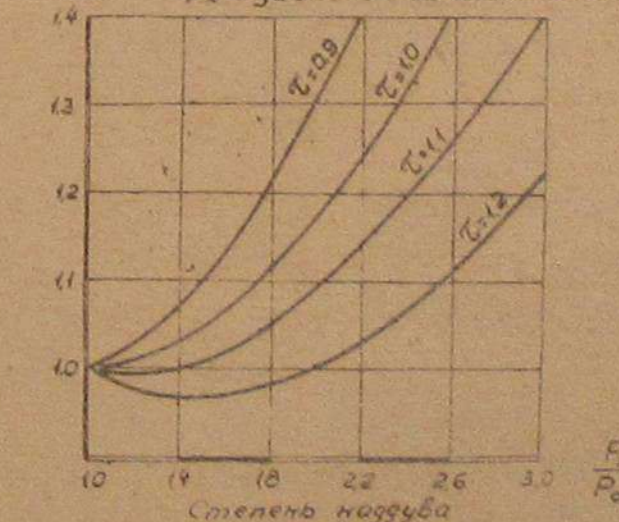


Фиг.15. Испытания двигателя Опель-Блитц на генераторном газе с наддувом.

где P_n - давление окружающей среды, P_k - давление за нагнетателем, P_p - давление в выхлопном ресивере, K - показатель адиабаты для воздуха.

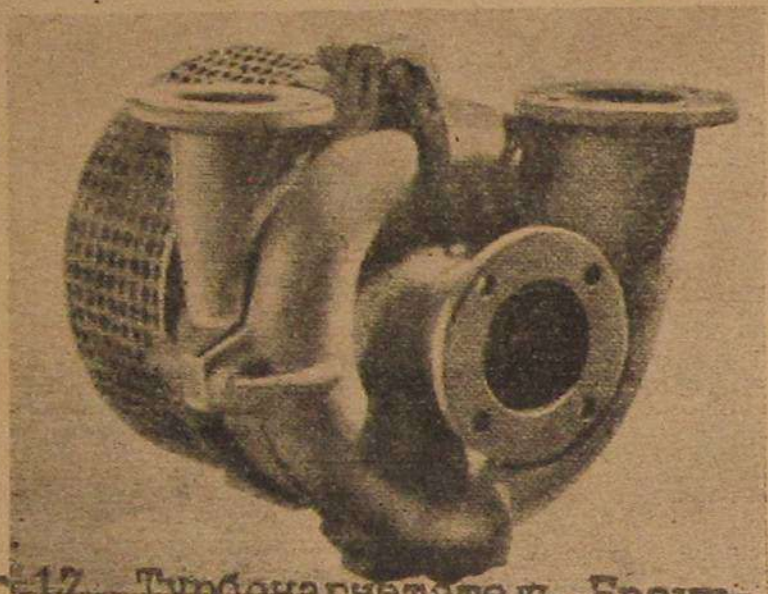
$$\eta = \sigma \frac{T_p}{T_n} \left[1 + \frac{1}{\varphi} - \varphi\right] \eta_{TK}$$

P_n - противодавл. на выхлопе
 P_k - давление за нагнетателем.

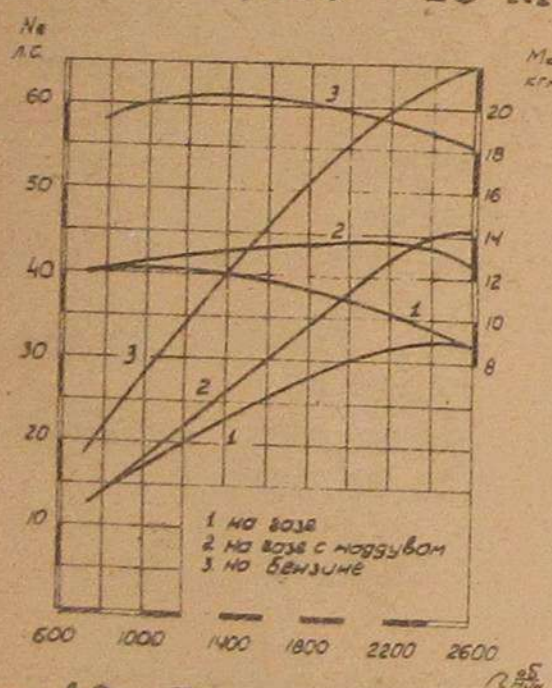


Фиг.16. Диаграмма RATO.

где σ - коэффициент, учитывающий разницу между коэффициентом адиабаты для воздуха и отработавших газов,
 T_p - температура в выхлопном коллекторе,
 T_h - температура окружающей среды,
 φ - количество воздуха на 1 кг газа,
 ξ - коэффициент, учитывающий количество выхлопных газов, утекающих помимо турбины,
 $\eta_{тк}$ - к.п.д. турбокомпрессора.



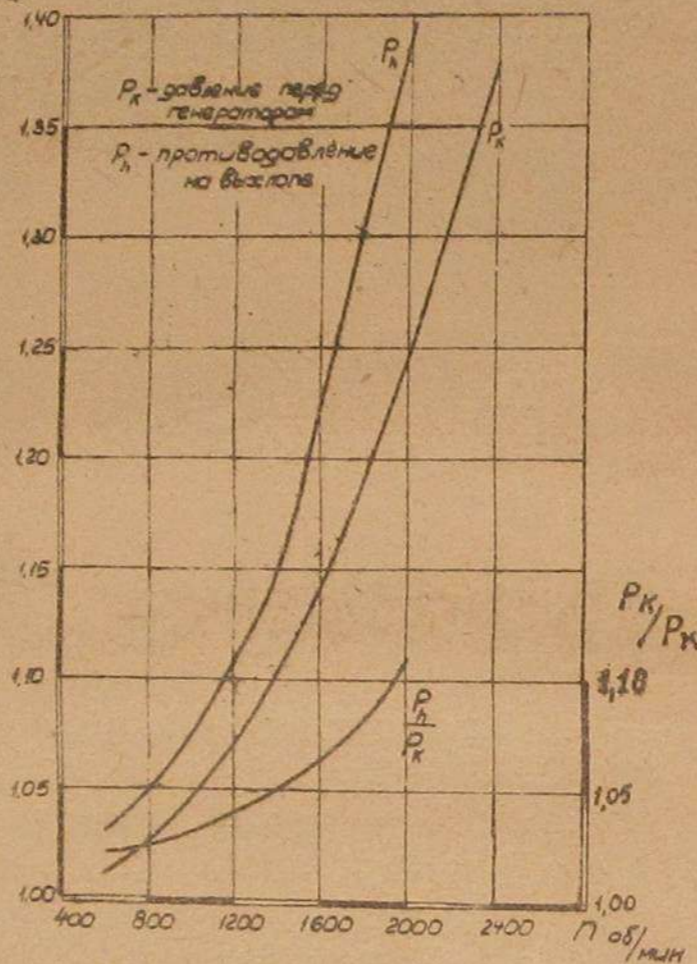
Фиг.17. Турбоагнетатель Браун-Бовери с воздушным охлаждением для двигателей мощностью 70 - 120 л.с. /вес - 18 кг/.



Фиг.19. Данные по турбонаддуву двигателя Опель-Блиц / $\psi_h = 3,6; \xi = 6/$.

Этими данными, полученными при испытании автомобильного двигателя Опель-Блиц / $\psi_h = 3,6; \xi = 6; N_e = 66$ л.с. при 2900 об/мин/.

Двигатель был переведен на генераторный газ по первой схеме, а в качестве агрегата наддува был применен турбоагнетатель Броун-Бовери /фиг.17/. Рассмотрение диаграммы на фиг.18 показывает, что во всем диапазоне рабочих оборотов $P_h/P_k > 1$,



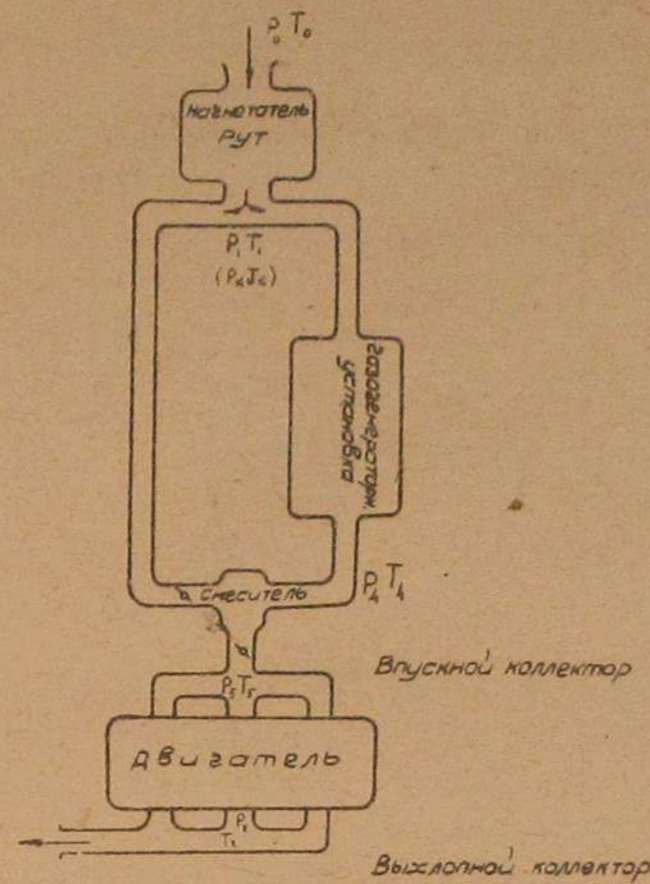
Фиг.18. Данные по турбонаддуву двигателя Опель-Блиц / $\psi_h = 3,6; \xi = 6/$.

Уравнение /3/ позволяет построить для определенных значений ξ зависимость $P_p/P_k = \varphi(P_h/P_k)$, именуемую диаграммой РАТО /фиг.16/. Из диаграммы видно, что при $\xi \leq 1,1$ $P_p > P_k$.

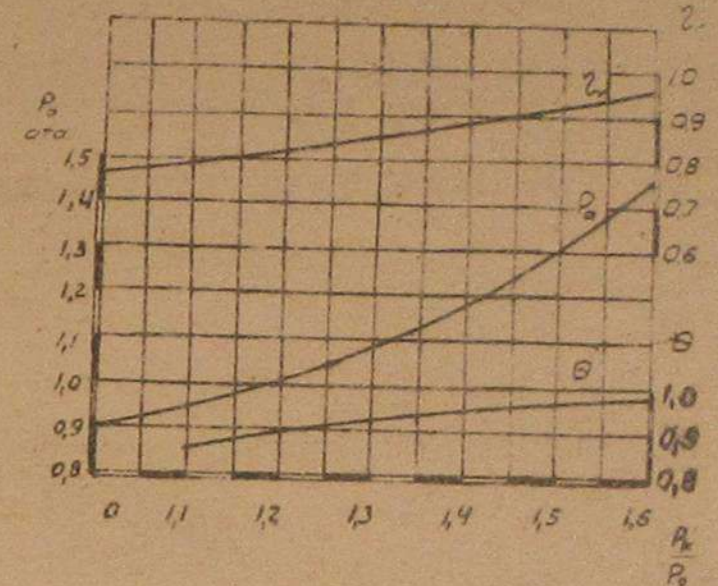
Постоянная ξ , имеющая, вообще говоря, значения 0,9-1,25, принимает для малых турбокомпрессоров, ввиду низкого к.п.д., значения $< 1,1$.

Это подтверждается экспериментальными данными, полученными при испытании автомобильного двигателя Опель-Блиц / $\psi_h = 3,6; \xi = 6; N_e = 66$ л.с. при 2900 об/мин/.

т.е. наличие турбоагнетателя ухудшает в данном случае коэффициент наполнения по сравнению с его величиной без наддува, а выигрыш мощности происходит только за счет повышения удельного веса смеси перед впускной системой двигателя.



Фиг.20. Принципиальная схема газогенераторной установки с наддувом.



Фиг.21. Влияние степени наддува на коэффициент наполнения двигателя при работе на генераторном газе.

Рассмотрим в качестве примера соотношение при $n = 2000$ об/мин

$$P_{h0}/P_{k0} = 1; P_h/P_k = 1,11;$$

пользуясь в первом приближении соотношением, предложенным проф. Масленниковым для карбюраторных двигателей, с полностью открытым дросселем, имеем

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v0}} = \frac{1,15\xi - P_h/P_k}{1,15\xi - P_{h0}/P_{k0}} = 0,98,$$

т.е. $\eta_v = 0,98 \eta_{v0}$.

Можно также считать

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{\eta_v}{\eta_{v0}} \frac{\sigma_k}{\sigma_0} = \frac{\eta_v}{\eta_{v0}} \frac{P_k}{P_0} \quad 1/$$

Для рассматриваемого примера отношение индикаторных мощностей составит таким образом:

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = 1,25 \cdot 0,98 = 1,23.$$

Повышение индикаторной мощности сопровождается также повышением механического к.п.д., так как

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_T}{N_i} = 1 - \frac{N_T}{N_i},$$

где N_T - мощность, затрачиваемая на преодоление механических потерь, которая от применения наддува мало изменяется.

1/ Пренебрегаем повышением температуры.

Оценив для нашего примера отношение механических коэффициентов

$$\eta_m / \eta_{m0} = 1,05,$$

получим окончательно $\frac{\eta_e}{\eta_{e0}} = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_{m0}} = 1,23 \cdot 1,05 = 1,29.$

В действительности выигрыш мощности будет несколько меньше, т.к. нами не учтены подогрев свежего заряда в нагнетателе и утечки через неплотности. На фиг.19 представлены внешние характеристики и кривые моментов для рассмотренного выше случая. Сопоставление диаграмм показывает, что максимальный выигрыш мощности при турбонаддуве имеет место при 2500 об/мин и составляет 42%. При 2000 об/мин он равен лишь 27%. Из диаграммы видно также, что турбонаддув позволил в данном случае получить до 75% мощности, развиваемой двигателем на бензине, причем сколько-нибудь ощутительный выигрыш мощности появляется лишь в зоне высоких оборотов.

При испытании этого же двигателя с приводным объемным нагнетателем типа РУТ был получен максимальный выигрыш мощности 55% при 3000 об/мин /следует, впрочем, отметить, что наддув при работе с приводным нагнетателем был несколько выше, чем в первом случае, а именно: 0,4 ати против 0,33 ати/.

Давая общую оценку метода турбонаддува применительно к условиям работы автомобильного двигателя, необходимо указать следующие его преимущества:

- 1/ Весьма широкие возможности в отношении размещения нагнетателя на автомобиле благодаря отсутствию механического привода.
- 2/ При одном и том же выигрыше мощности, что и с приводным нагнетателем, двигатель оказывается при турбонаддуве в условиях меньшей термической и механической напряженности, т.к. турбонагнетатель дает тот же выигрыш эффективной мощности при меньшей индикаторной мощности.
- 3/ Утилизация энергии выхлопных газов больше отвечает требованиям технической целесообразности нежели значительное повышение индикаторной мощности двигателя с последующей затратой части ее на привод нагнетателя.

Однако, наряду с перечисленными достоинствами имеются существенные недостатки. Такими являются:

- 1/ Степень наддува ограничена расходом выхлопных газов, вследствие чего ее величина не обеспечивает достаточного выигрыша мощности.
- 2/ Будучи связана с расходом выхлопных газов, степень наддува достигает достаточно высоких значений лишь при максимальных числах оборотов двигателя, обуславливая тем самым наибольший прирост мощности лишь в зоне наибольших оборотов двигателя и не обеспечивая должного прироста мощности в зоне средних /для грузового автомобиля - наиболее ходовых/ чисел оборотов двигателя.

3/ Максимум крутящего момента также перемещается в зону высоких оборотов, в то время как по условиям эксплуатации его желательно иметь в зоне средних и даже малых оборотов двигателя.

Все это вынуждает признать, что турбонаддув не дает удовлетворительного решения поставленной задачи и для целей хозяйственного автотранспорта рекомендовать быть не может.

Вопросу исследования наддува от приводного объемного нагнетателя посвящены последующие разделы данной работы, ввиду чего здесь уместно будет ограничиться замечанием, что этот способ повышения мощности автомобильных двигателей, работающих на генераторном газе, удовлетворяет трем основным требованиям, предъявляемым к газогенераторному автомобилю:

- 1/ полный отказ от жидкого топлива,
- 2/ незначительный недобор мощности /10-20% первоначальной/
- 3/ минимальные конструктивные переделки.

II. НЕКОТОРЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ ПО ТЕОРИИ ВОПРОСА

а/ Коэффициент наполнения

1. К определению понятия

Коэффициент наполнения двигателя есть, как известно, отношение количества свежего воздуха /смеси/, поступившего в рабочий цилиндр двигателя, к тому количеству этого же рабочего тела, которое могло бы поместиться в объеме V_h , проходящем поршнем, если бы его параметры /рТ/ оставались теми же, какими они были у входа во впускную систему.

Рабочее тело при своем движении от входного отверстия к рабочему пространству претерпевает нагрев и потерю давления, ввиду чего коэффициент наполнения оказывается меньше единицы, характеризуя собой степень несовершенства условий зарядки данного двигателя. Весьма существенно при этом, что коэффициент наполнения будет только в том случае отражать качества собственно двигателя, если он подсчитан относительно действительных параметров на входе во впускную систему двигателя, а не относительно некоторых заранее принятых условий; в последнем случае коэффициент наполнения будет характеризовать, помимо качеств двигателя, еще и атмосферные условия, при которых велся эксперимент, что способно лишь ввести в заблуждение при сравнительной оценке качеств собственно двигателя и принципиальных условий его работы.

Для двигателя, работающего на генераторном газе, коэффициент наполнения должен определяться по тому же принципу, но

- 1/ В качестве таковых иногда принимают 15°C и 760 мм рт.ст. или 0°C и 760 мм рт.ст. и т.п.,

для того, чтобы дать оценку работы установки в целом, следует подсчитывать коэффициент наполнения относительно условий на входе в газогенераторную установку, поскольку последняя является неотъемлемым элементом впускной системы газового двигателя.

Подсчитанный таким образом коэффициент наполнения покажет ухудшение условий наполнения для газового двигателя сравнительно с соответствующим двигателем жидкого топлива, что, как известно, составляет одну из причин понижения мощности двигателей при переводе их с жидкого топлива на генераторный газ.

Если распространить изложенный принцип определения коэффициента наполнения на газовый двигатель, работающий с наддувом по первой схеме /фиг.13/, то очевидно, что для сравнения условий наполнения системы с наддувом и без наддува и для сравнительной оценки ее качеств в обоих случаях следует подсчитывать коэффициент наполнения относительно параметров на входе в генератор, причем, при работе без наддува это будут параметры окружающей среды $\left[\frac{P_0 T_0}{P_K T_K} \right]$, при работе с наддувом - параметры за нагнетателем $\left[\frac{P_0 T_0}{P_K T_K} \right]$.

2. Влияние наддува от приводного объемного нагнетателя на коэффициент наполнения

Дальнейшее теоретическое рассмотрение вопроса будет относиться к принципиальной схеме, представленной на фиг.20.

По известной формуле коэффициент наполнения четырехтактного двигателя может быть выражен

$$\eta_v = \frac{\varepsilon P_0 - P_z}{(\varepsilon - 1) P_K} \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T_K} \quad /4/$$

где ε - степень сжатия,

P_K - давление перед газогенератором /при работе без наддува $P_K = P_0$ - давлению окружающей среды/,

T_K - температура перед газогенератором /при работе без наддува $T_K = T_0$ - температура окружающей среды/,

P_0 - давление в начале сжатия,

P_z - противодействие на выхлопе,

ΔT_K - подогрев свежего заряда на пути от входа в газогенераторную установку до рабочего пространства двигателя.

В целях удобства дальнейшего рассмотрения преобразуем данное выражение

$$\eta_v = \frac{\varepsilon - \frac{P_z}{P_0}}{(\varepsilon - 1) \frac{P_K}{P_0}} \theta, \quad /4^1/$$

где температурный коэффициент $\theta = \frac{T_K}{T_K + \Delta T_K}$

Исследуем влияние степени наддува на коэффициент наполнения при некотором постоянном числе оборотов. В этом случае можно положить $P_K/P_0 = A = Const$, т.к. при данном числе оборотов для любой степени наддува справедливо соотношение

$$\frac{P_0}{P_{00}} = \frac{P_1}{P_{01}} = \dots = \frac{P_K}{P_0} = const. 1)$$

Далее, для автомобильного двигателя можно принять, без опасения допустить сколько-нибудь значительную ошибку в окончательном подсчете, $P_z = 1,1$.

Тогда соотношение /4¹/ принимает следующий вид

$$\eta_v = \frac{\varepsilon - \frac{1,1}{P_0}}{(\varepsilon - 1) A} \theta. \quad /5/$$

Вполне очевидно, что отвлекаясь от температурного коэффициента θ , величина коэффициента наполнения будет зависеть от P_0 , которое в свою очередь, определяется степенью наддува, т.к.

$$P_0 = P_K - \Delta P,$$

где ΔP - потеря статического напора в газогенераторной установке и впускной системе собственно двигателя.

Таким образом коэффициент наполнения растет с повышением степени наддува. Что касается температурного коэффициента θ то в условиях применения метода наддува всей газогенераторной установки, как будет показано ниже на примере, этот коэффициент влияет незначительно, но также благоприятно.

Рассмотрим в качестве примера влияние наддува на коэффициент наполнения двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе с наддувом от приводного объемного нагнетателя при $n = 1600$ об/мин. В этом случае $\varepsilon = 6$, $P_z = 1,1$. Изменение P_0 и θ при различных степенях наддува представлено на диаграмме фиг.21, построенной по материалам испытаний, описанных в разделе III. Там же показаны значения η_v , подсчитанные по соотношению /5/. Видно, что при степени наддува 1,6 коэффициент наполнения увеличивается с 0,76 до 0,96, т.е. в 1,26 раза.

На основании изложенного можно сделать первый и весьма важный вывод - применение наддува от приводного нагнетателя позволяет значительно повысить коэффициент наполнения двигателя, работающего на генераторном газе.

6/ Мощность

Возвращаемся к исходной формуле индикаторной мощности

$$N_i = \frac{30}{632} V_h n \frac{H_u}{1+\varphi} \eta_i \eta_v \gamma. \quad /1/$$

1/ Возможность такого допущения показана многими авторами. В частности, можно указать на книгу проф. Масленникова "Авиационные двигатели". Ч.1. 1946 г.

Влияние наддува на мощность двигателя может быть выявлено путем исследования его влияния на отдельные члены данного соотношения. Рассмотрим их последовательно.

Литраж и оборотность двигателя заданы его конструкцией, следовательно, стоящая впереди группа

$$\frac{30}{632} V_n n = const.$$

Далее, экспериментальное исследование химического состава газа, его теплотворной способности и коэффициента весового смешения /раздел III/ показывают, что наддув не оказывает сколько-нибудь заметного влияния на теплотворную способность смеси. Проведенный тепловой расчет позволяет считать индикаторный к.п.д. также неизменным.

Учитывая сказанное, отношение индикаторных мощностей с наддувом и без наддува может быть выражено

$$\frac{N_{ik}}{N_{i0}} = \frac{\eta_{vk}}{\eta_{v0}} \cdot \frac{\gamma_k}{\gamma_0}, \quad /6/$$

где η_{vk} и η_{v0} - коэффициенты наполнения двигателя с наддувом и без наддува,
 γ_k и γ_0 - удельные веса рабочего тела на входе в газогенератор с наддувом и без наддува.

Влияние наддува на коэффициент наполнения было выяснено в предыдущем пункте, что же касается удельных весов, то их отношение также определяется степенью наддува

$$\frac{\gamma_k}{\gamma_0} = \left[\frac{P_k}{P_0} \right]^{\frac{1}{m}}, \quad /7/$$

где m - показатель политропы сжатия в нагнетателе.

Таким образом наддув дает повышение индикаторной мощности, влияя на два фактора: коэффициент наполнения двигателя и удельный вес рабочего тела.

Для количественной оценки этого влияния продолжим рассмотрение примера, начатого в пункте "а". Там было показано, что при числе оборотов двигателя $n = 1600$ об/мин и степени наддува $P_k/P_0 = 1,6$ коэффициент наполнения возрастает в

1,28 раз, т.е. $\eta_{vk}/\eta_{v0} = 1,28$; для этого же случая, положив $m = 1,8$, найдем $\frac{\gamma_k}{\gamma_0} = \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} = 1,6^{\frac{1}{1,8}} = 1,3$

тогда, согласно выражению /6/

$$\frac{N_{ik}}{N_{i0}} = 1,28 \cdot 1,3 = 1,66.$$

1/ Показатель политропы сжатия в нагнетателе по данным различных авторов колеблется в пределах 1,6-1,9. В условиях совместной работы двигателя и нагнетателя имеет место дополнительный нагрев последнего, что дает основание брать достаточно высокое значение m .

Эффективная мощность /без учета затрат на нагнетатель/ возрастет еще больше, т.к. будет иметь место повышение механического к.п.д.

$$\frac{N_{ek}}{N_{e0}} = \frac{N_{ik}}{N_{i0}} \cdot \frac{\eta_{mk}}{\eta_{m0}} \quad /8/$$

Положив $\eta_{mk}/\eta_{m0} = 1,15$, получим окончательно

$$\frac{N_{ek}}{N_{e0}} = 1,66 \cdot 1,15 = 1,9.$$

Однако, как было сказано, N_{ek} представляет собой так называемую эффективную мощность "брутто", т.е. мощность, не учитывающую затрат на привод нагнетателя. Эффективная мощность "нетто" /за вычетом затрат на привод нагнетателя/ дает меньший прирост. Последний приблизительно пропорционален степени наддува.

III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ С НАДУВОМ ОТ ПРИВОДНОГО ОБЪЕМНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ТИПА РУТ

Экспериментальное исследование имело целью проверку эффективности применения наддува к автомобильным двигателям, работающим на генераторном газе, путем выявления основных параметров, определяющих работу двигателя и газогенераторной установки. К числу последних относятся: индикаторная и эффективная мощность, среднее эффективное давление и крутящий момент, расход газа и воздуха, коэффициент наполнения двигателя, температура рабочего тела, давление в элементах газогенераторной установки и впускном коллекторе двигателя, сопротивление газогенераторной установки, состав газа и его теплотворная способность, давление зарядки и максимальное давление в цилиндре двигателя.

Полученные в процессе эксперимента данные подтвердили сделанные выше теоретические выводы, а также послужили основанием для оценки данного метода наддува как средства повышения мощности автомобильных двигателей, работающих на генераторном газе.

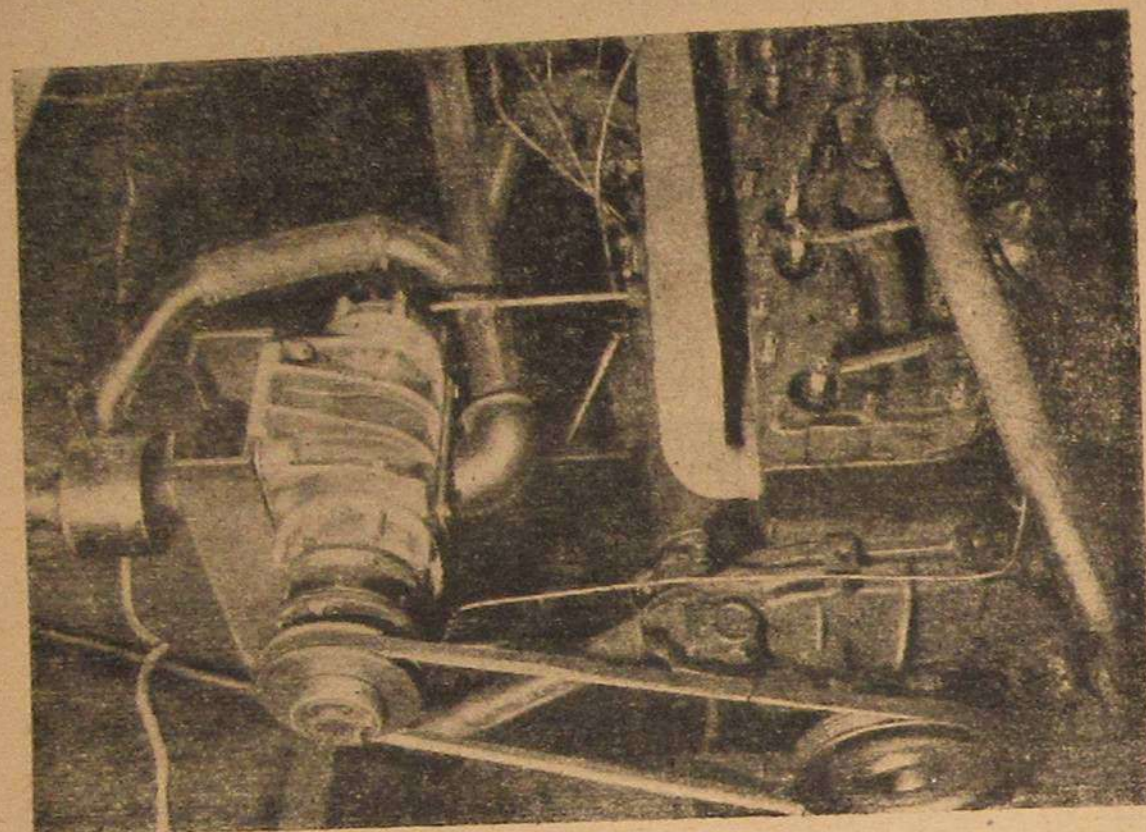
а/ Описание установки

Испытание двигателей велось на стенде с гидравлическим тормозом МАИ и пусковым электромотором. Испытанию подвергались последовательно двигатели ЗИС-5 и ЗИС-120. В обоих случаях сцепление и коробка передач, а также лопасти вентилятора были демонтированы. Наддув осуществлялся от объемного нагнетателя типа РУТ с непосредственным приводом от коленчатого вала двигателя. Для двигателя ЗИС-5 был применен нагнетатель ӨМС 3-71 /фиг.22/, для двигателя ЗИС-120 - нагнетатель ӨМС 4-71 /фиг.23 и 24/. При разработке привода и крепления

1/ Взято по материалам описываемых ниже испытаний.

нагнетателя на двигателе ЗИС-120 была предусмотрена возможность установки всей системы с минимальными переделками на автомобиль ЗИС-150.

В целях создания наиболее благоприятных условий работы клиноременной передачи, число ремней при перенесении испытаний на ЗИС-120 было увеличено до трех.



Фиг.22. Двигатель ЗИС-5 с нагнетателем БМС 3-71 /вид со стороны вентилятора/.

В качестве газогенераторной установки была использована древесно-чурочная установка НАМИ Г-78, состоящая, как это видно на фиг.25, из генератора, циклона, охладителя и тонкого очистителя /набитого стружкой/. Единственным изменением, внесенным в газогенераторную установку в связи с применением наддува, явилась

замена пружинной крышки резьбовой.

Работа с наддувом на двигателях ЗИС-5 и ЗИС-120 осуществлялась по идентичным схемам с тем лишь отличием, что для регулировки и включения наддува в первом случае была применена перепускная труба /фиг.26в/, во втором - клапан-корректор /фиг.26а/. Описание действия последнего дается ниже, а конструктивное оформление представлено на фиг.27, и также видно на фиг.23и24.

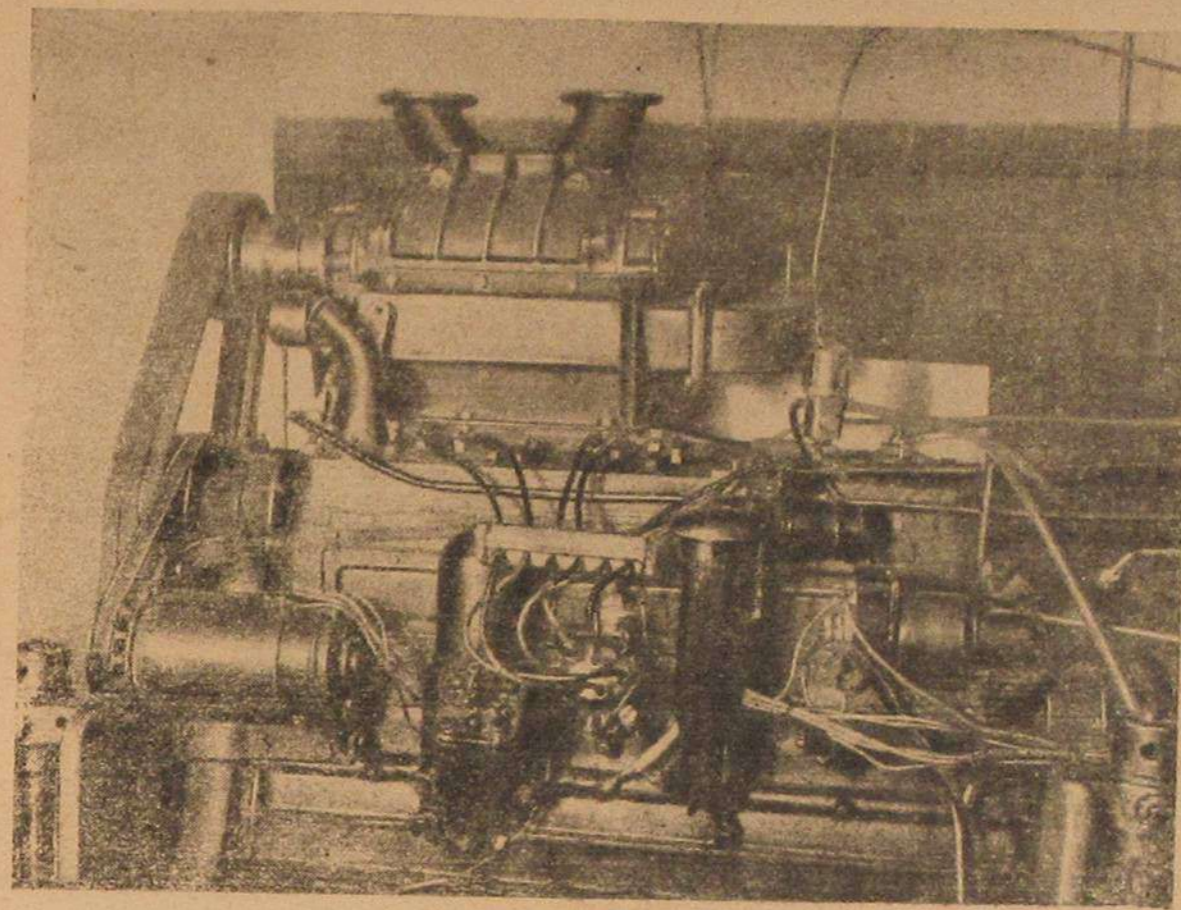
Общий принцип действия установки сводится к следующему. Из нагнетателя /1/ - фиг.28 - воздух направляется по разветвлениям трубы /2/ параллельно в генератор /3/ и смеситель /4/. В генераторе образуется газ, который, пройдя последовательно циклон /5/, охладитель /6/ и тонкий очиститель

Фиг.23. Двигатель ЗИС-120 с нагнетателем БМС 4-71 /вид со стороны вентилятора/.

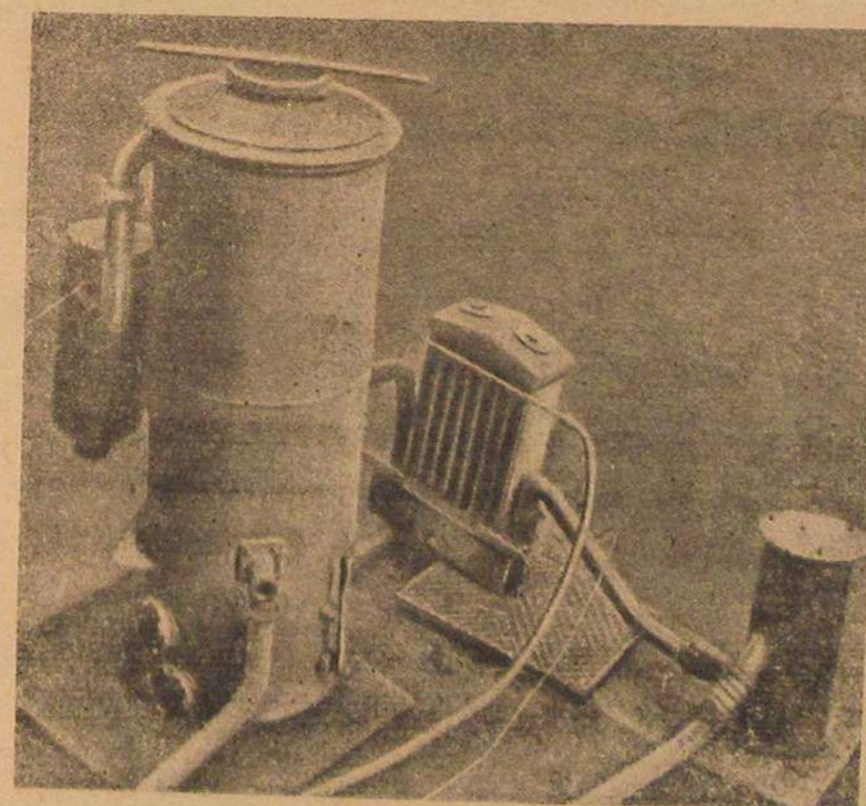
последовательно циклон /5/, охладитель /6/ и тонкий очиститель

7/, также попадает в смеситель, а оттуда в смеси с воздухом поступает во впускной коллектор /8/ двигателя /9/. Регулировка качества смеси осуществляется управляемым дросселем /10/, количественное регулирование - дросселем /11/. Включение и выключение наддува осуществляется золотником /12/

выполненным одновременно с клапаном-корректором /13/. При закрытом золотнике система замкнута и вся установка оказывается под избыточным давлением - наддув включен. В случае отсутствия необходимости повышения мощности окна золотника открываются, нагнетатель работает вхолостую и в системе устанавливается некоторое разрежение - наддув выключен.



Фиг.24. Двигатель ЗИС-120 с нагнетателем БМС 4-71 /вид со стороны фильтра/.



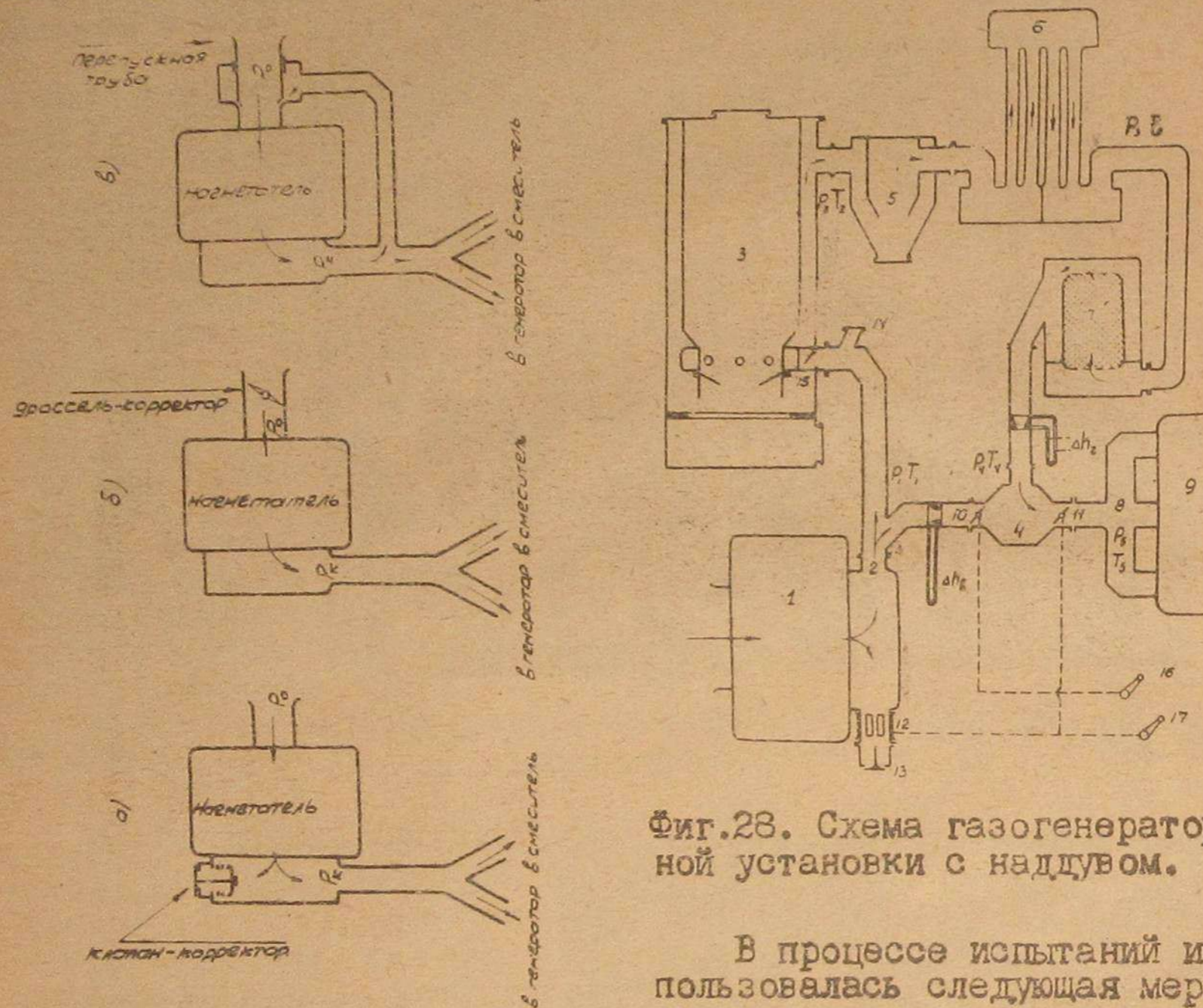
Фиг.25. Газогенераторная установка Г-78 при работе с наддувом.

Розжиг генератора производится при выключенном наддуве через предусмотренный для этой цели лючок /14/. Обратный клапан /15/ препятствует забросу газа в воздушную магистраль.

Говоря об испытательной установке в целом, необходимо отметить, что во избежание задымления помещения во время шу-

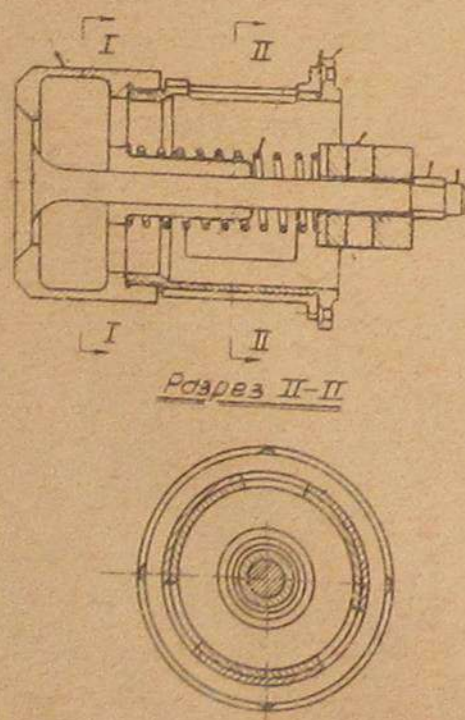
Управление золотником включения наддува не требует отдельной манетки, а осуществляется педалью акселератора. Дроссель газа и золотник включаются и выключаются последовательно в следующем порядке: желая увеличить мощность двигателя надлежит сначала полностью открыть /"выжать"/ дроссель газа, а затем, если этого окажется недостаточно, дальнейшим движением педали повернуть золотник, т.е. включить наддув. При обратном движении педали сначала выключается наддув, а затем начинается прикрытие дросселя газа.

ровки и догрузки генератора последний был размещен вне бокса, ввиду чего длина трубопровода от нагнетателя через генератор к двигателю достигала 25 м. Наличие столь длинного трубопровода, а также диафрагм для замера расхода газа и воздуха имело следствием некоторое повышение сопротивления установки, что следует учитывать при оценке результатов испытаний.



Фиг.26. Схемы корректирующих устройств.

ДЛОУ-0335



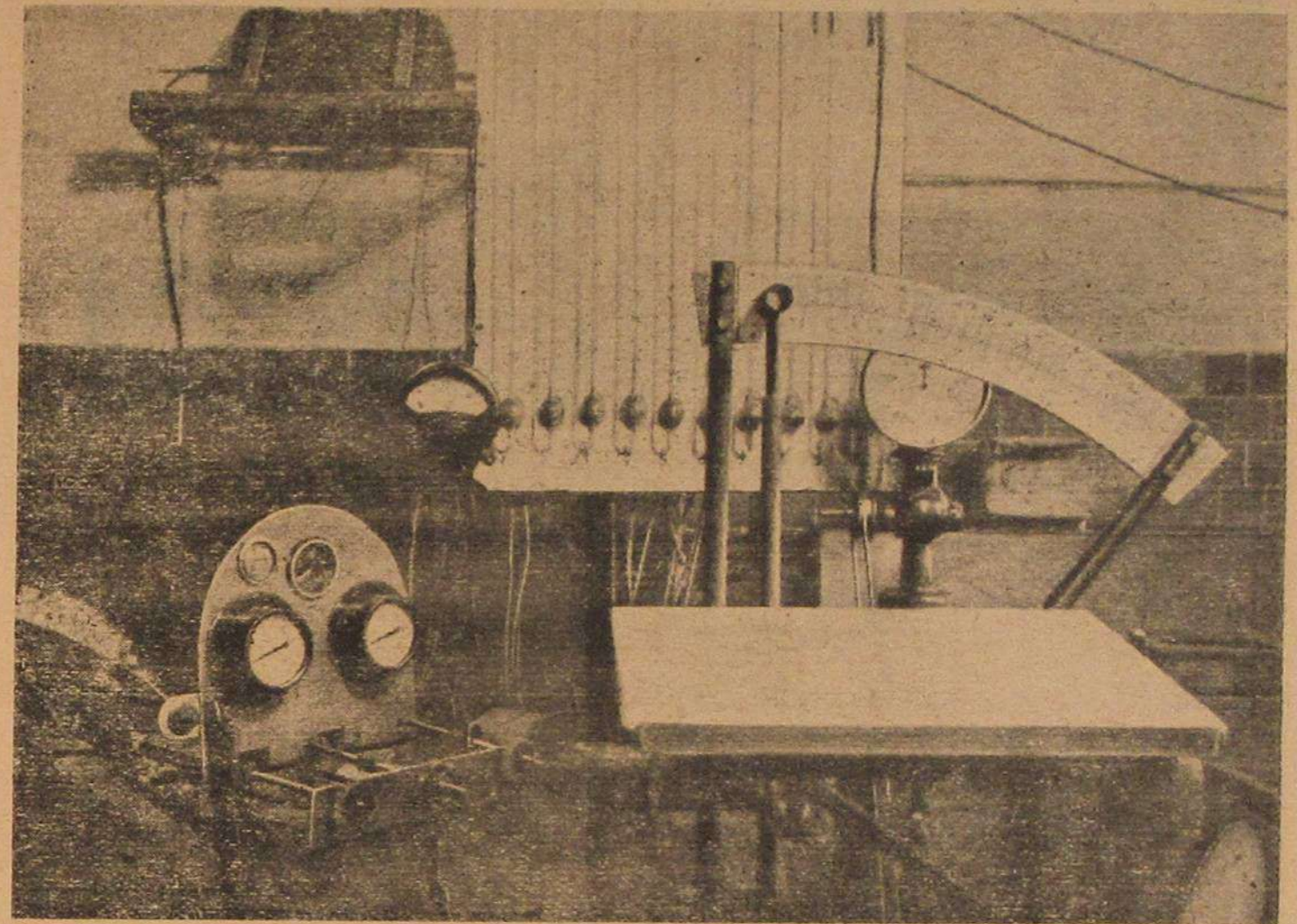
Фиг.27. Корректор

Фиг.28. Схема газогенераторной установки с наддувом.

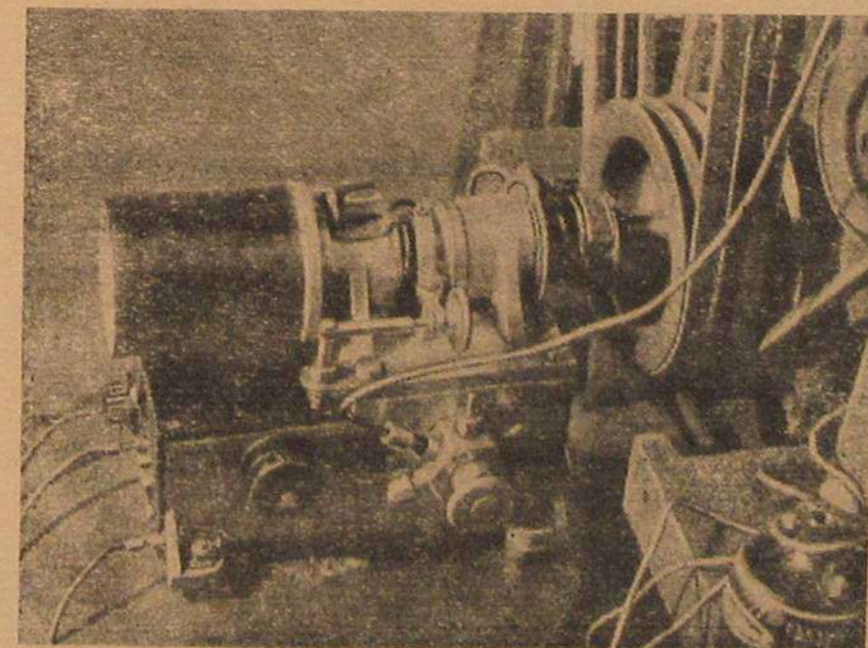
В процессе испытаний использовалась следующая мерительная аппаратура: для замера числа оборотов - стационарный тахометр /фиг.29/ и в качестве контрольного - ручной тахометр; для замера крутящего момента - гидравлический тормоз МАИ; для замера температур воздуха и генераторного газа - ртутные термометры; для замера разрежений и избыточных давлений в элементах газогенераторной установки и впускном коллекторе - ртутные пьезометры с вертикальной шкалой; для замера расхода газа и воздуха - тарированные диафрагмы, присоединенные к спиртовым пьезометрам; для замера температуры выхлопных газов - термомпара; для замера давлений в рабочем пространстве цилиндров - электропневматический индикатор ТЛ-2 МВТУ с мембранным датчиком /фиг.30/. В качестве контрольного прибора - компрессиомер, для

визуального наблюдения за процессом - осциллоскоп "СОХ" с пьезокварцевым датчиком /фиг.31/.

Методика замеров не содержит отклонений от общепринятых приемов. Следует, однако, указать, что индицирование проводилось в двух цилиндрах /пятом и шестом/. Заметного различия по этим двум цилиндрам обнаружено не было.



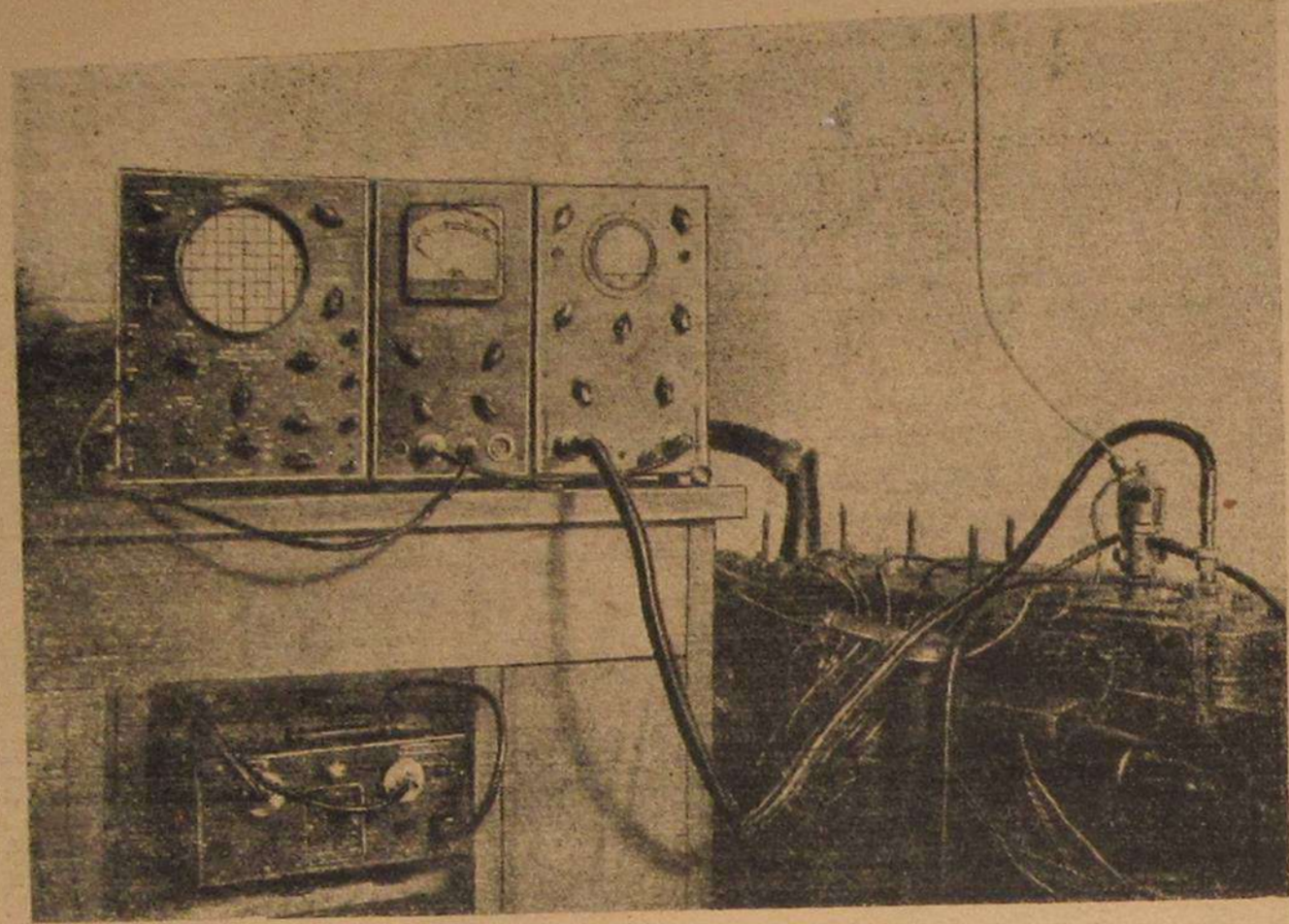
Фиг.29. Вид на пульт управления.



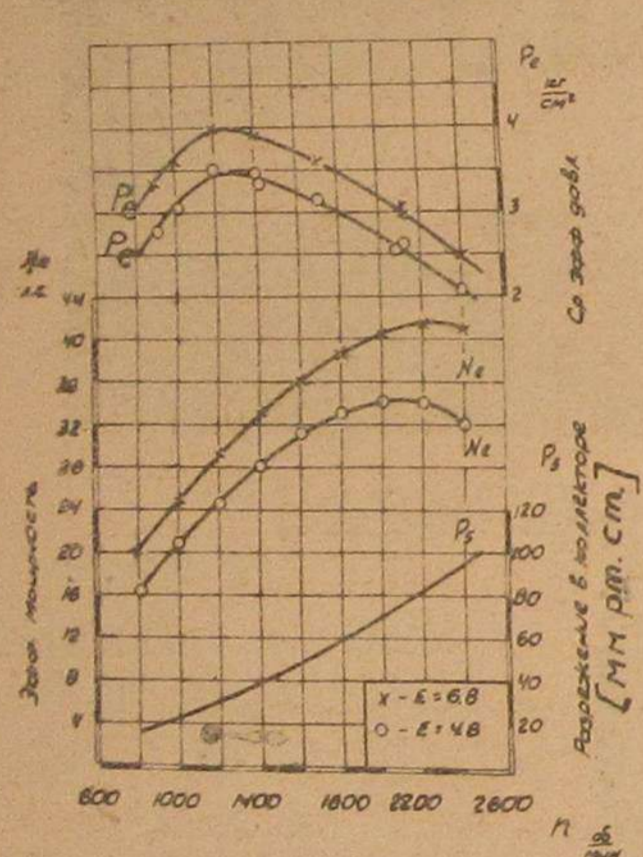
Фиг.30. Электропневматический индикатор ТЛ-2 МВТУ /присоединен к колленчатому валу двигателя ЗИС-120/. Испытание двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 на генераторном газе без наддува подтвердило, что при переводе на газ без применения каких-либо средств форсировки эти двигатели развивают до 50% первоначальной мощности /фиг.32 и 33/. Мощность двигателя ЗИС-120, несколько выше, чем ЗИС-5 /с бензиновой горючей смесью/, что следует приписать более высокой степени сжатия первого, а также более удачному подбору фаз распределения и некоторому увеличению размеров впускных сечений. Послед-

б/ Основные показатели двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 при работе на генераторном газе без наддува

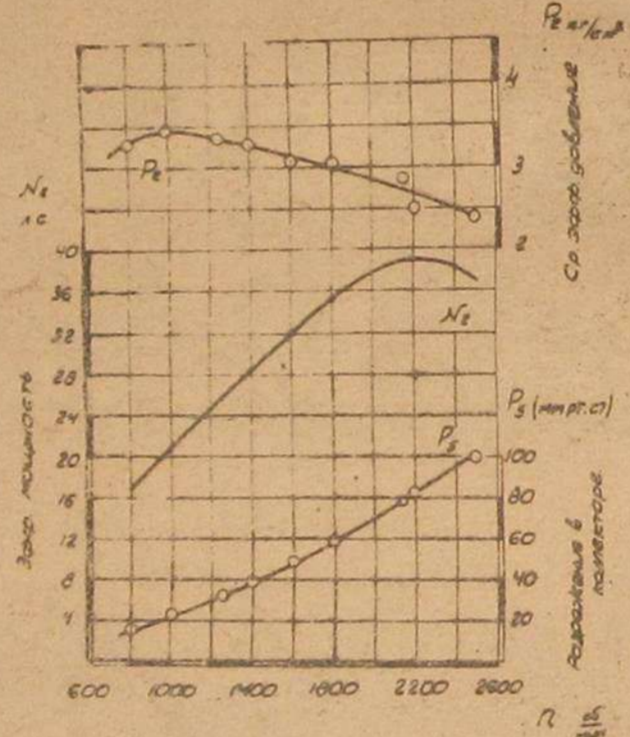
Испытание двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 на генераторном газе без наддува подтвердило, что при переводе на газ без применения каких-либо средств форсировки эти двигатели развивают до 50% первоначальной мощности /фиг.32 и 33/. Мощность двигателя ЗИС-120, несколько выше, чем ЗИС-5 /с бензиновой горючей смесью/, что следует приписать более высокой степени сжатия первого, а также более удачному подбору фаз распределения и некоторому увеличению размеров впускных сечений. Послед-



Фиг. 31. Вид на осциллоскоп "СОХ" и датчики: осциллоскопа /справа/, индикатора ТЛ-2 /слева/.



Фиг. 32. Внешняя характеристика двигателя ЗИС-5 на генераторном газе без наддува.

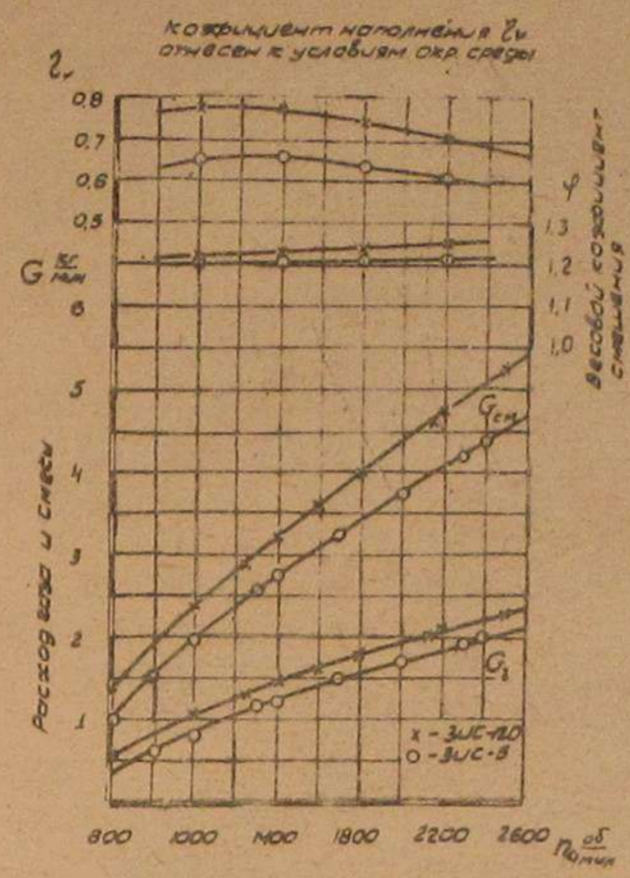


Фиг. 33. Внешняя характеристика двигателя ЗИС-120 на генераторном газе без наддува / ε = 6/.

нее обстоятельство оказало небольшое влияние и на коэффициент наполнения, который, как видим на фиг. 34, у двигателя ЗИС-120 достаточно высок.

Сопротивление газогенераторной установки достигает на максимальных оборотах 100 мм рт.ст. /фиг. 35/, причем, основная часть его падает в данном случае на тонкий очиститель и смеситель.

При температуре окружающей среды 20°C температура газа, возрастая по числу оборотов двигателя, составляла 30-40°C. Температура во впускном коллекторе /фиг. 35/ изменяясь в тех же пределах, равномерно возрастает с падением числа оборотов, что следует приписать усилению подогрева от сте-



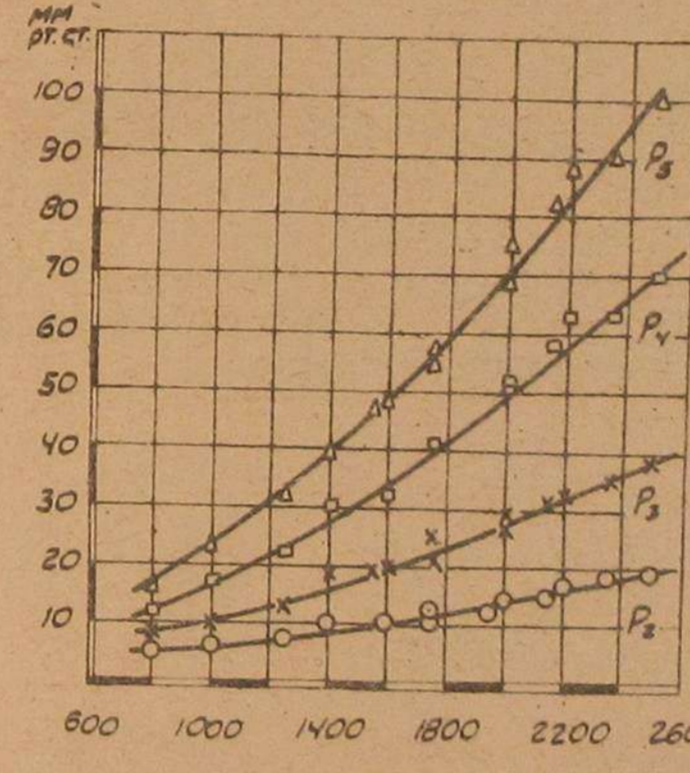
Фиг. 34. Коэффициент наполнения и расход газа двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 без наддува.

нок при снижении скорости газа. Существенного различия в температурах рабочего тела для ЗИС-5 и ЗИС-120 не отмечено.

Работа обеих двигателей на газе характеризуется устойчивостью на всех режимах и большой мягкостью. Последнее связано с малыми скоростями сгорания газовой смеси и невысокими давлениями сгорания.

На фиг. 36 представлены индикаторные диаграммы, снятые на двигателе ЗИС-120 / ε = 6,0/. Максимальное давление / P₂ / составляет 25 ати. Среднее индикаторное давление не превышает 4,5 кг/см².

Приведенные данные позволяют сделать весьма важный вывод о том, что



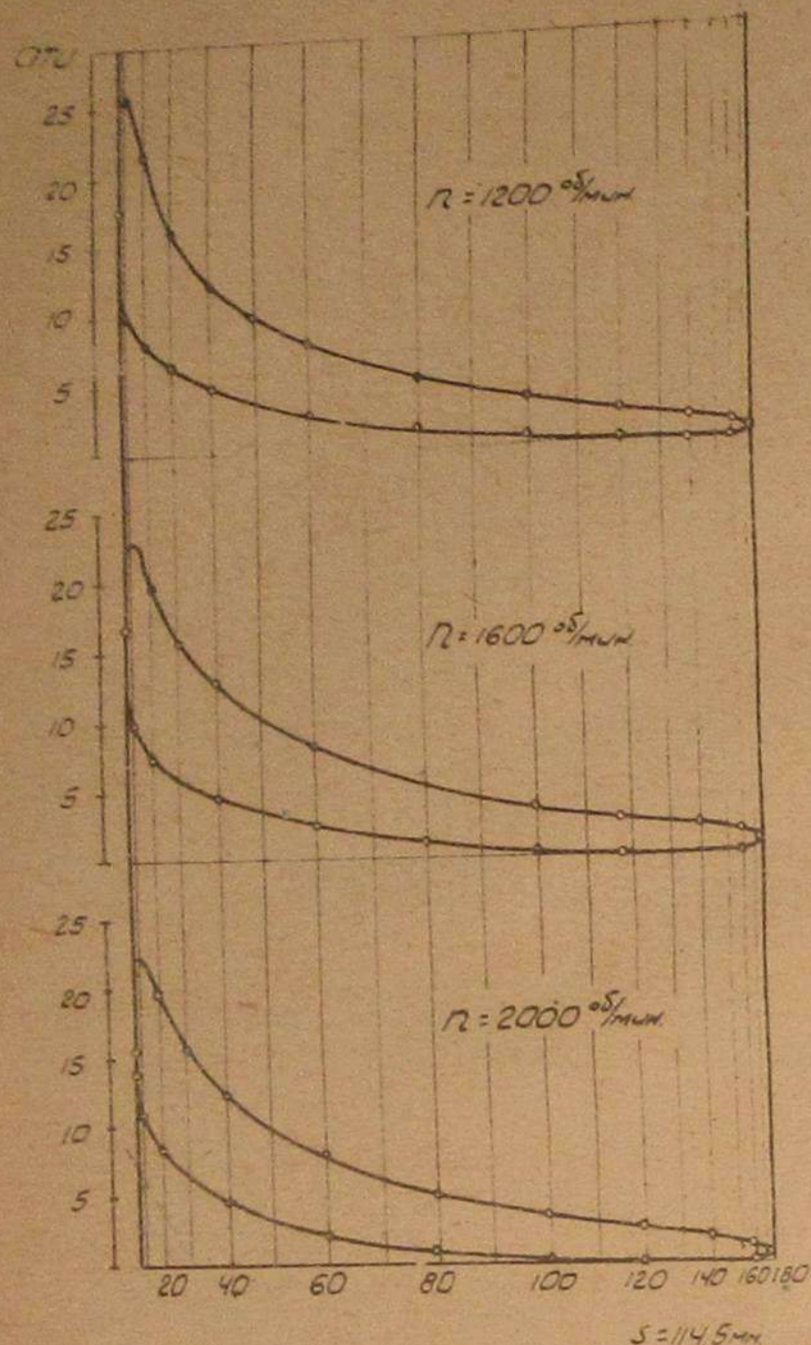
Фиг. 35. Температуры и давления в элементах газогенераторной установки Г-78 при работе без наддува. P₂ - разрежение за газогенератором, P₃ - разрежение за охладителем, P₄ - разрежение за очистителем, P₅ - разрежение во впускном коллекторе, t₁ - т-ра воздуха, t₄ - т-ра газа за очистителем, t₅ - т-ра во впускном коллекторе.

автомобильные двигатели после перевода их на генераторный газ могут быть значительно форсированы без риска перегрузить их термически или механически.

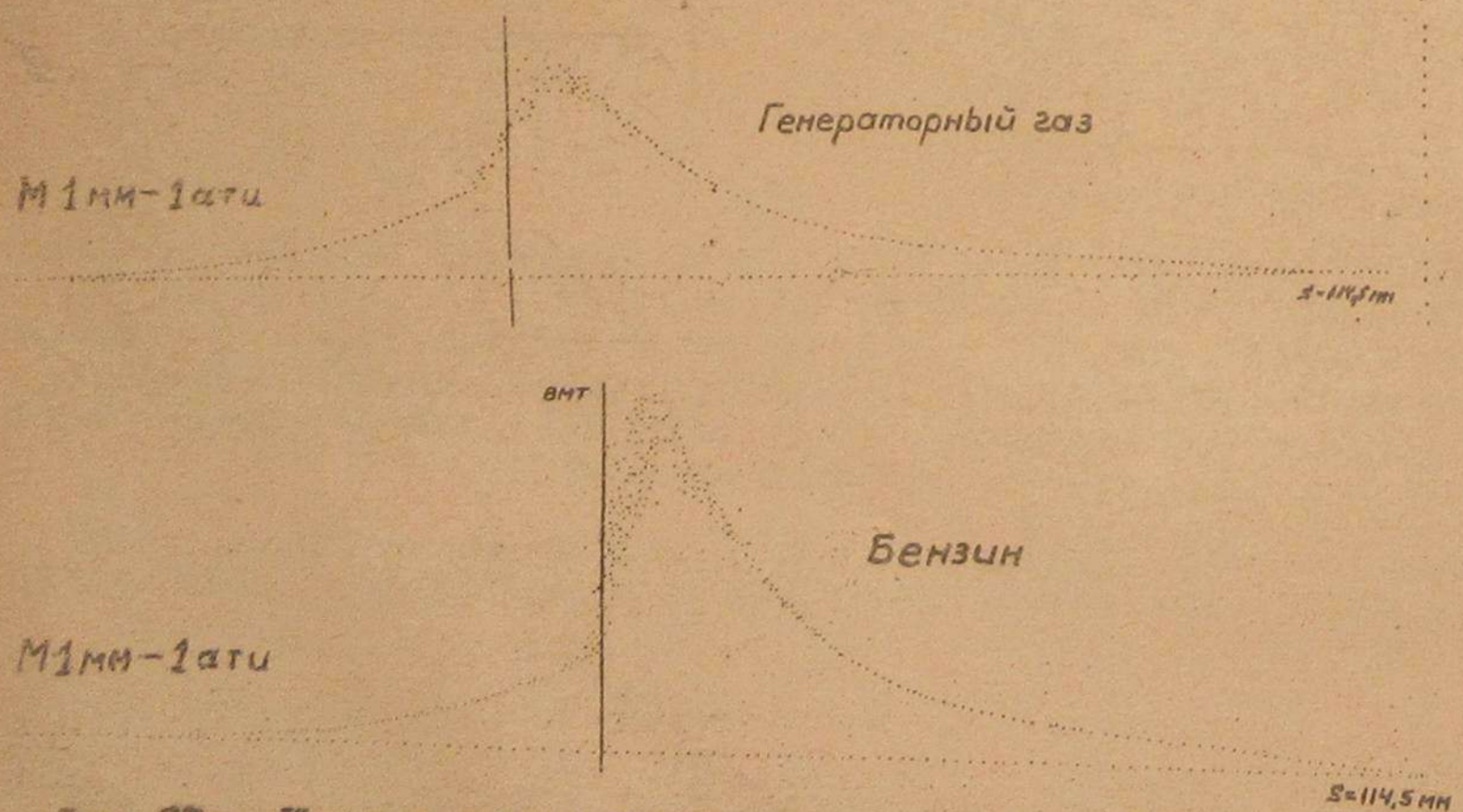
Останавливаться на этом достаточно очевидном положении приходится в связи с тем, что существует ошибочная точка зрения, будто бы наддув дает одинаковые возможности как применительно к бензиновому двигателю, так и к газовому, и что, следовательно, нельзя считать, что газовый двигатель с наддувом приближается по мощности к бензиновому двигателю, а что надо сравнивать оба двигателя с наддувом.

Делаящие такое заключение упускают из виду, что речь идет об одном и том же двигателе, который, работая на бензине, подвергается расчетной, т.е. для условий нормальной эксплуатации предельной термической и механической нагрузке, в то время как с переводом его на генераторный газ он оказывается по меньшей мере на 50% недогружен (фиг. 37а и 37б). Следовательно, если любая попытка форсировки означала бы в первом случае термическую и механическую перегрузку машины против расчетных норм, то во втором случае, на газе, форсировка означает лишь доведение нагрузки до расчетной.

Уместно добавить, что большинство современных бензиновых автомобильных двигателей, в том числе и ЗИС-120, работают на пределе детонации, что само по себе исключает возможность применения наддува.



Фиг. 36. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе /эксперимент/.



Фиг. 37а. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120, снятые при работе на генераторном газе и на бензине / n = 1600 об/мин, ε = 6/.

в/ Испытание двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 на генераторном газе с наддувом от приводного объемного нагнетателя

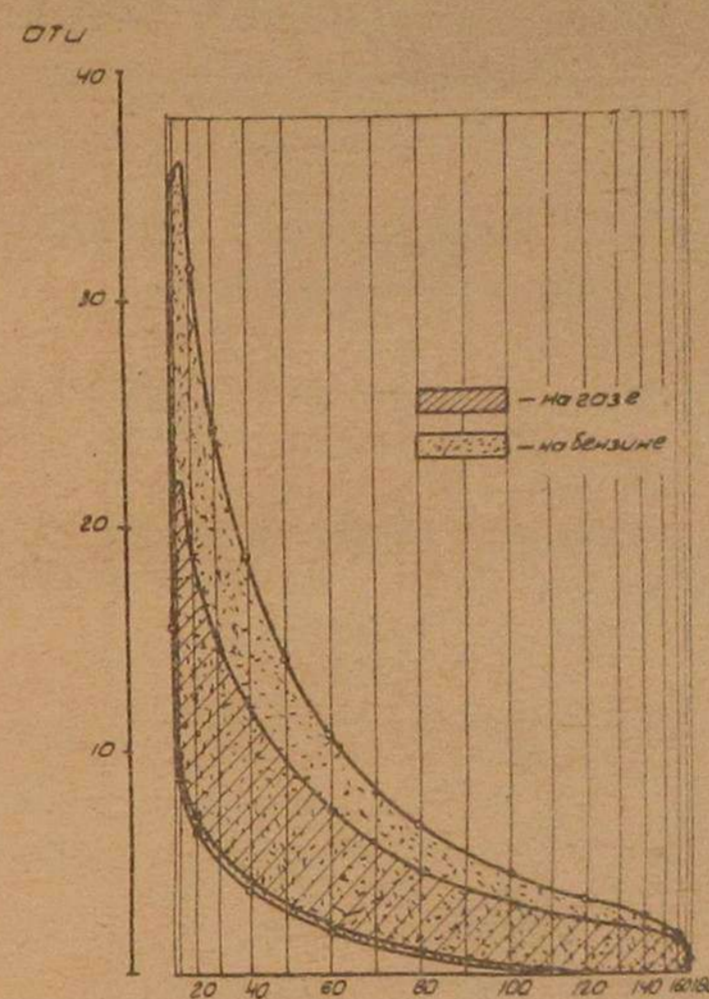
1. Давления и сопротивления в элементах установки

При данном числе оборотов, степень наддува или давление за нагнетателем 1/ зависит от передаточного числа. Влияние последнего было исследовано экспериментально /фиг. 38/ и получены следующие результаты: при максимально-допустимой степени наддува $P_k/P_0 = 1,7$ и работе без корректора предельным передаточным числом могут быть приняты:

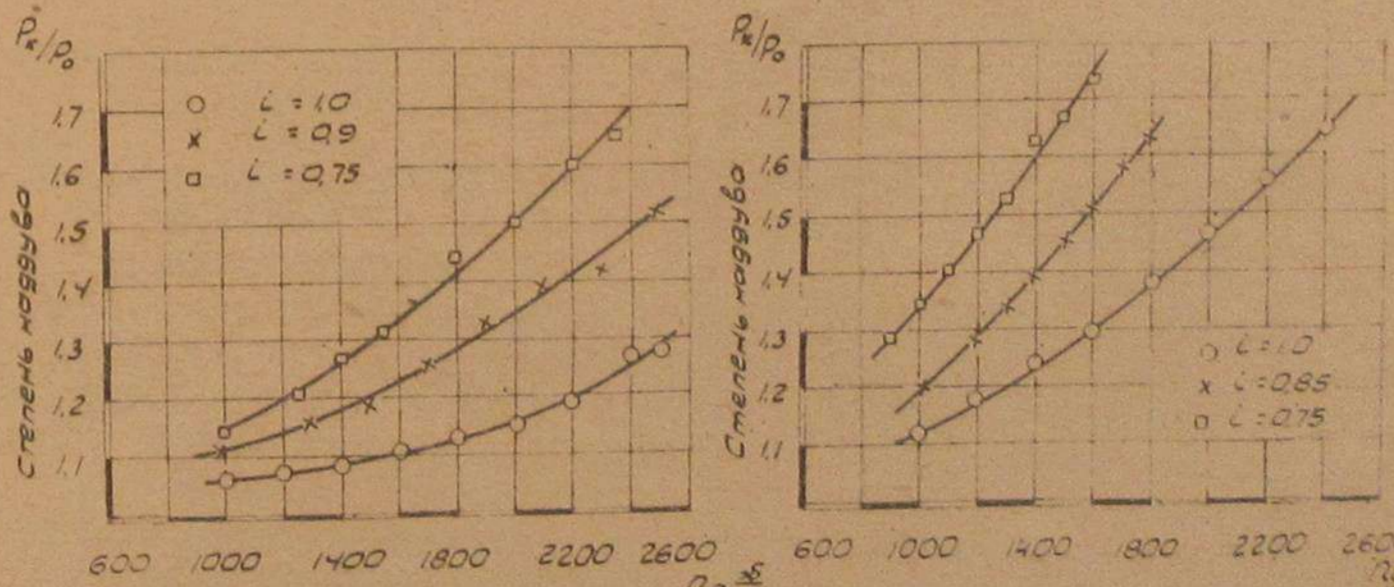
- для ЗИС-5 /нагнетатель ЭМС 3-71/ $i = 0,75$,
- для ЗИС-120 /нагнетатель ЭМС 4-71/ $i = 1,0$.

Дальнейшее уменьшение передаточного числа связано с превышением указанной степени наддува и требует применения корректора.

Весьма важное значение имеет влияние наддува на сопротивление газогенераторной установки, т.к. от этого зависит величина избыточного давления, которое удается создать непосредственно во впускном коллекторе двигателя и

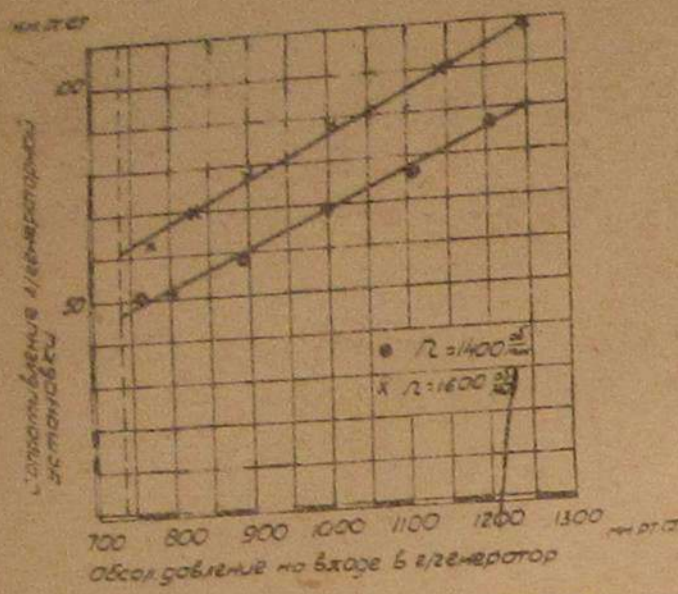


Фиг. 37б. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 на бензине и на газе. n = 1600 об/мин, ε = 6 /эксперимент/. ЗИС-5 (V_г = 5,55; V_н = 3,44) ЗИС-120 (V_г = 5,55; V_н = 4,6)

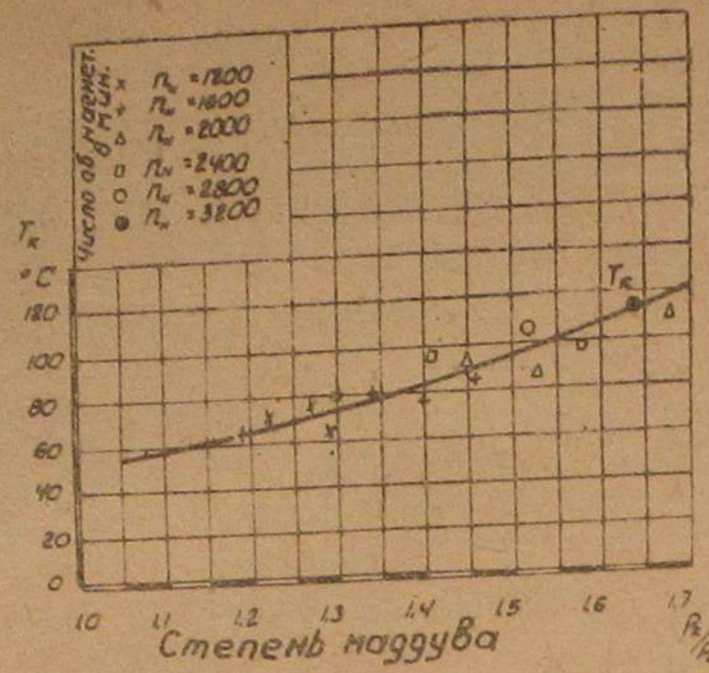


Фиг. 38. Влияние передаточного числа на степень наддува.

- 1/ Пренебрегая весьма незначительным разрежением на входе в нагнетатель, можно положить $P_0 = 1$ и $P_k/P_0 = P_k$.
- 2/ $i = \frac{n_{гв}}{n_{нагн}}$



Фиг. 39. Влияние наддува на сопротивление в газогенераторной установке.



Фиг. 41. Температура воздуха за нагнетателем.

которое определяет эффективность всего мероприятия.

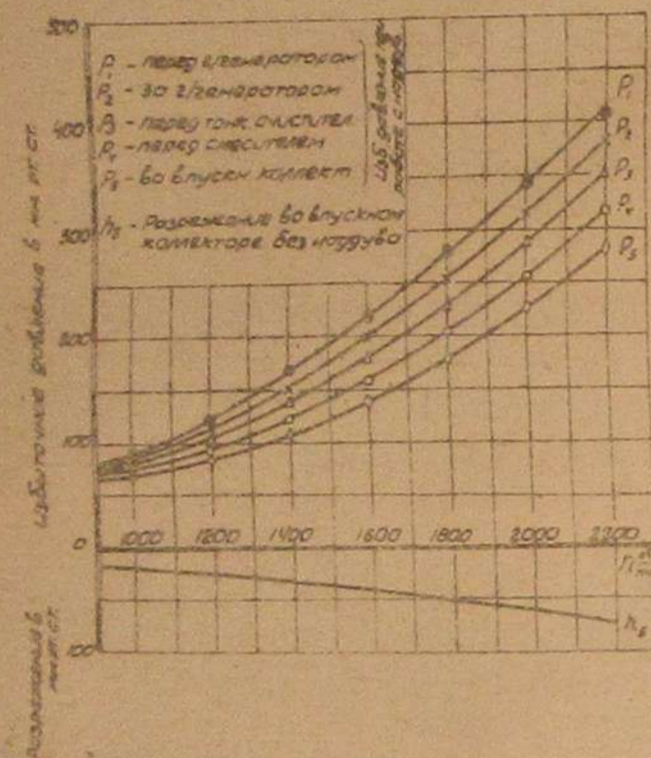
Потеря статического напора может быть, вообще говоря, оценена соотношением

$$\Delta p = \frac{\alpha}{g} \gamma W^2, \quad (9)$$

где Δp [$\frac{кг}{м^2}$] - падение статического напора,

α - постоянная, в которую входит коэффициент гидравлического сопротивления,

γ ($\frac{кг}{м^3}$) - уд. вес рабочего тела /в первом приближении принимается на входе и на выходе неизменным/,



Фиг. 40. Давления в элементах газогенераторной установки при работе с наддувом. $U_{нн} = 4,6; \epsilon = 1$.

W ($\frac{м}{сек}$) - скорость рабочего тела /в первом приближении принимается на входе и на выходе неизменной/.

Вполне очевидно, что наддув увеличивает уд. вес γ . Что же касается скорости газа, то испытания показали, что она по степени наддува не меняется и определяется целиком числом оборотов двигателя. Проведенное исследование /фиг. 39/ позволяет заключить, что увеличение сопротивления установки пропорционально увеличению степени наддува. Следует указать, что в этом заключается важное преимущество данной схемы наддува /установка под давлением/, т.к. в том случае, когда установка находится под разрежением, наддув дает также увеличение расхода, которое, однако, происходит не за счет повышения удельного веса, а за счет увеличения скорости

$$G = F W \gamma,$$

где G /кг/сек/ - расход,

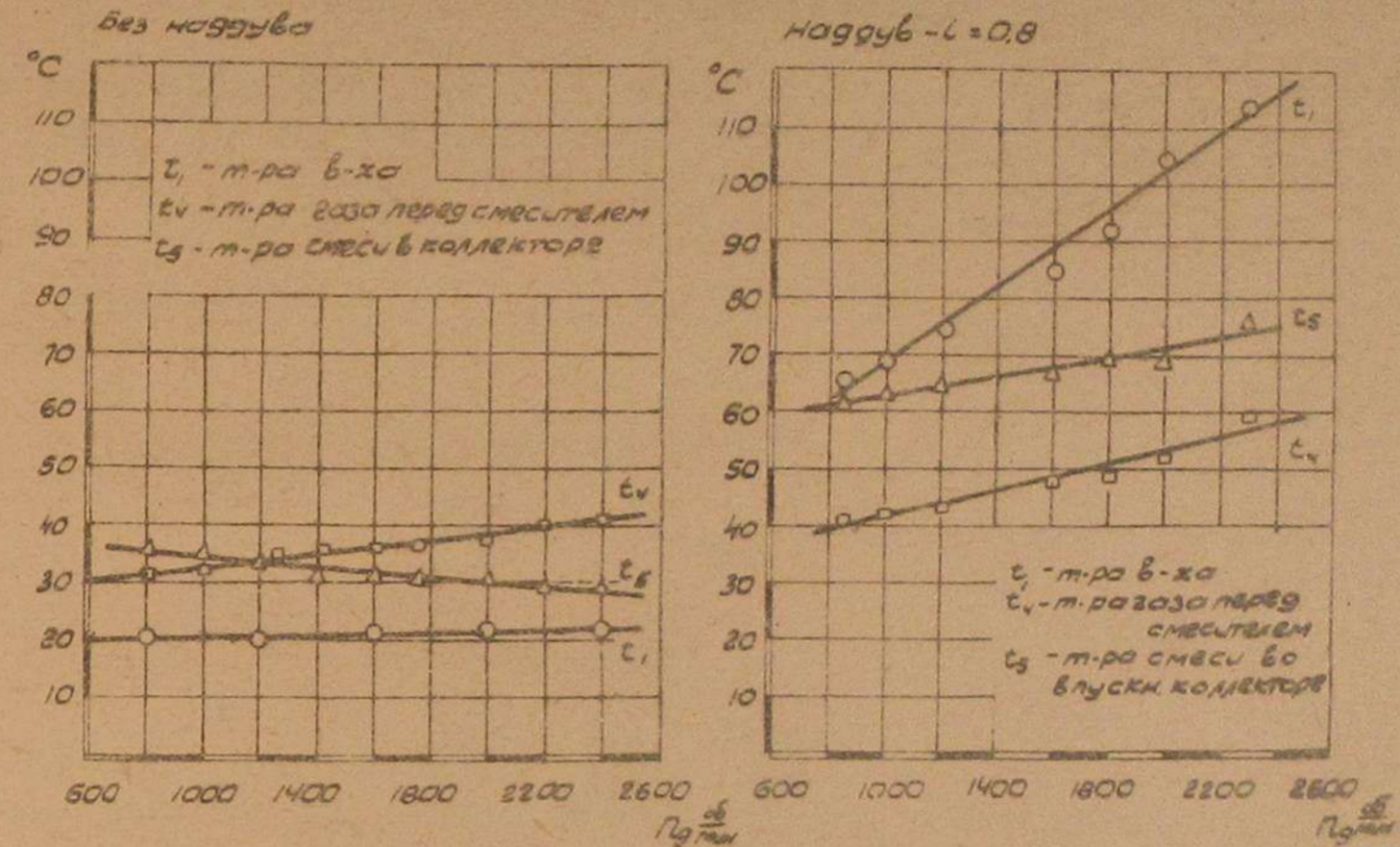
F /м²/ - площадь проходного сечения,

W /м/сек/ - скорость рабочего тела,

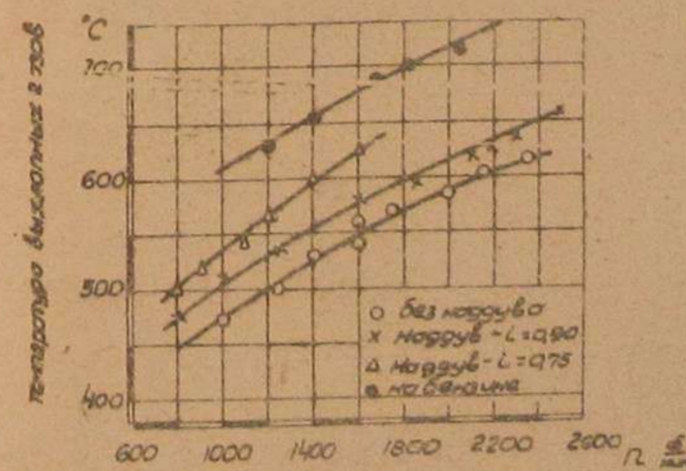
γ - уд. вес рабочего тела,

а согласно выражению /9/ сопротивление растет пропорционально квадрату скорости. Таким образом, при работе с наддувом по иной схеме установка дает при прочих равных условиях большее сопротивление.

Распределение сопротивлений в элементах газогенераторной установки и абсолютные давления представлены на фиг. 40.



Фиг. 42. Температуры в элементах газогенераторной установки при работе с наддувом. Двигатель ЗИС-120. $U_{нн} = 4,6; \epsilon = 0,8$.



Фиг. 43. Влияние наддува на температуру выхлопных газов. Двигатель ЗИС-120; $\epsilon = 6$; $U_{нн} = 4,6$.

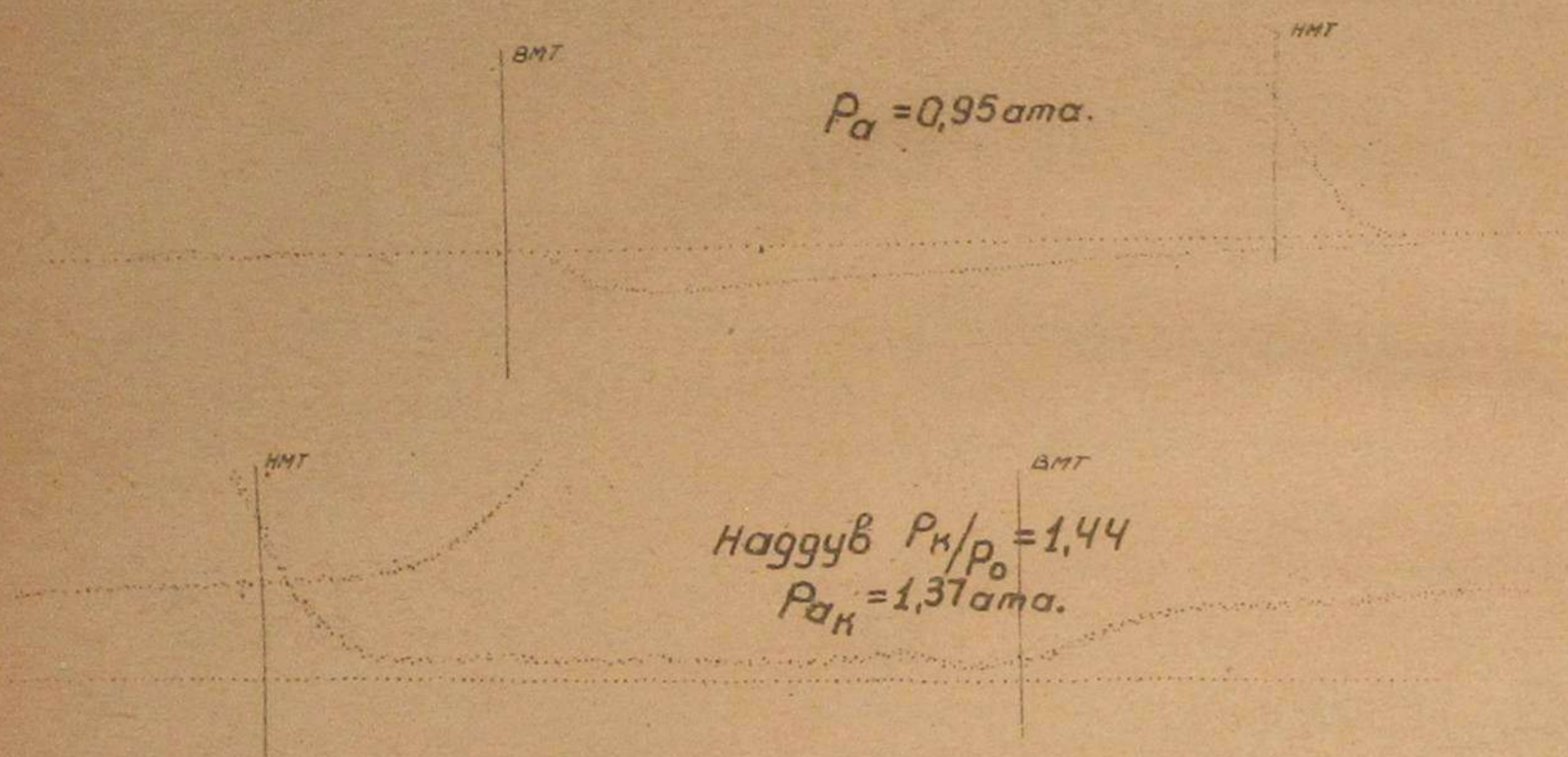
Сопротивления в элементах газогенераторной установки при наддуве зависят от исходных сопротивлений, имевших место при данных оборотах без наддува. Следовательно, пути снижения сопротивлений при работе с наддувом будут те же, что и без него, а именно: расширение проходных сечений, выполнение более плавных переходов в изгибах системы, входных и выходных патрубках, уменьшение плотности набивки очистительных устройств, сокращение общей протяженности трубопроводов.

2. Температуры

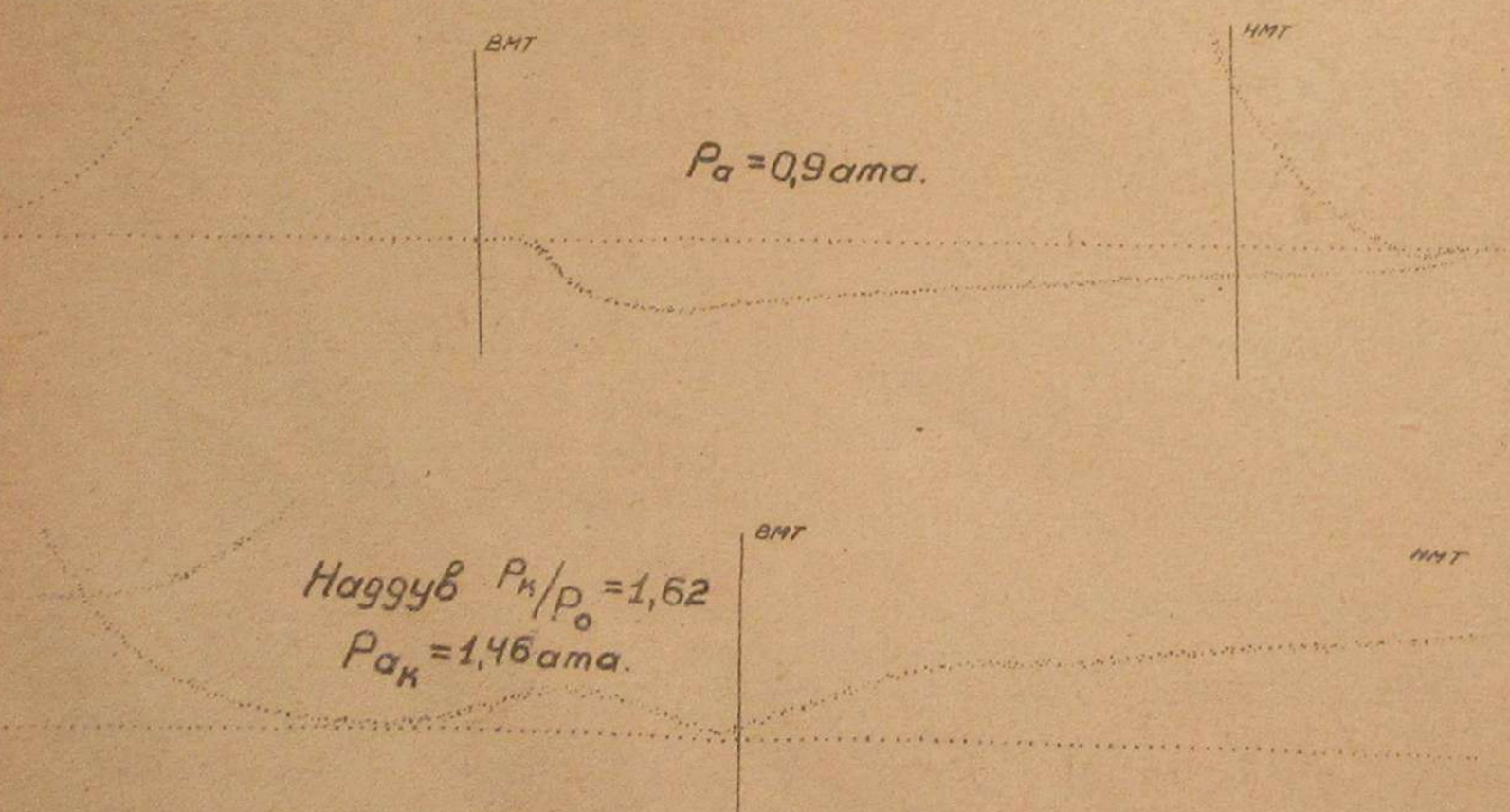
Испытания, проведенные в процессе выполнения данной работы /фиг. 41/, равно как и отчеты других авторов, позволяют заключить, что температура воздуха за нагнетателем в основном определяется степенью наддува и мало зависит от числа оборотов. Температура эта при высокой степени наддува достигает 110 - 120°C.

Такое повышение температуры перед впускными органами двигателя является, естественно, весьма нежелательным явлением, однако, при работе с газогенераторной установкой по избранной схеме имеется одно благоприятствующее обстоятельство. На той части рабочего тела, которая из нагнетателя направляется в газогенератор это повышение температуры не сказывается, т.к. в газогенераторной установке происходит нивелировка температуры и температура газа за установкой лишь очень незначительно превосходит ту, что обычно имеет место при работе без наддува /фиг.42/.

Таким образом, повышение температуры смеси в коллекторе при работе с наддувом вызывается лишь той частью воздуха,



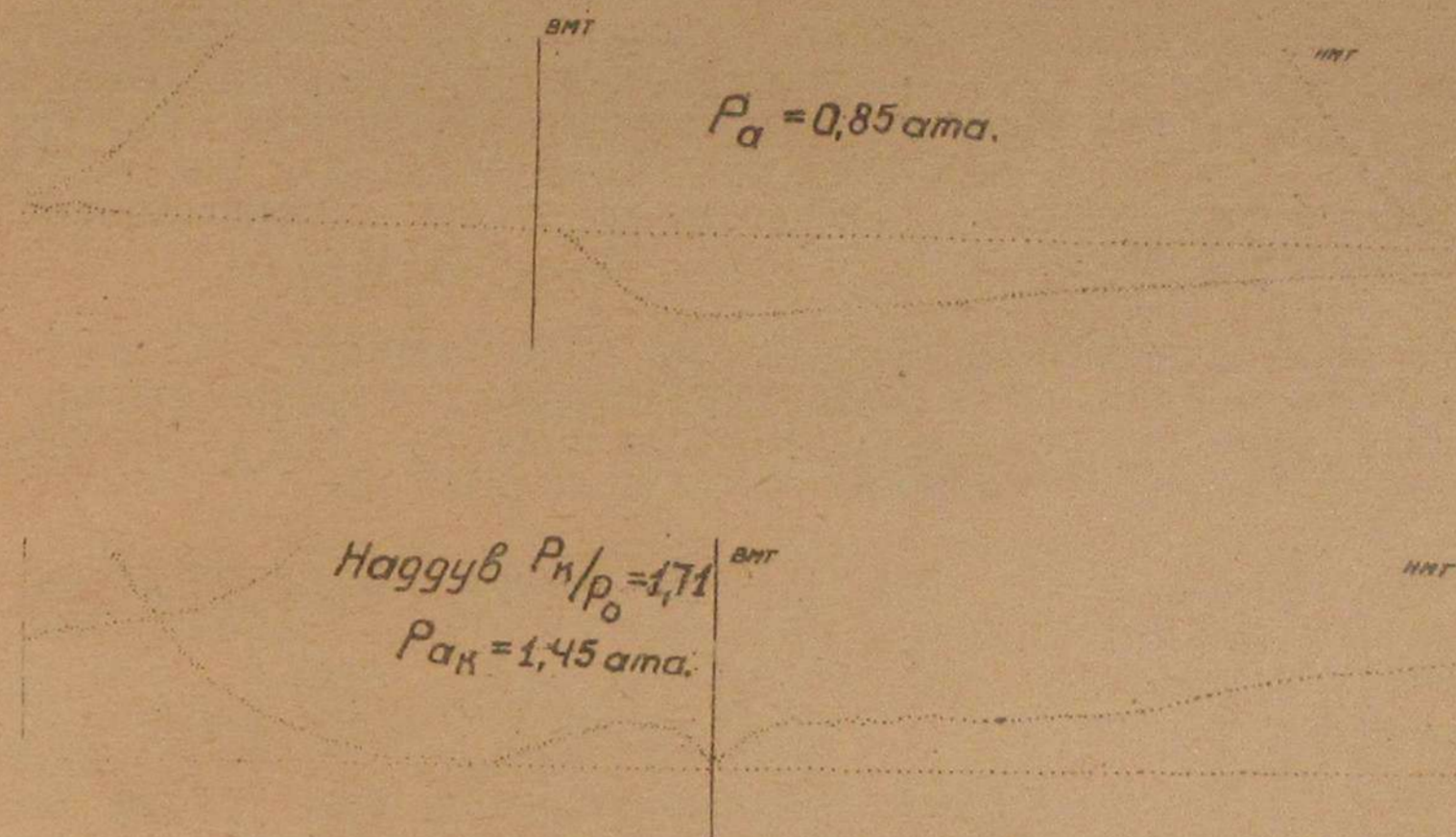
Фиг.44. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120, снятые со слабой пружиной, при работе на генераторном газе / $n = 1200$ об/мин/.



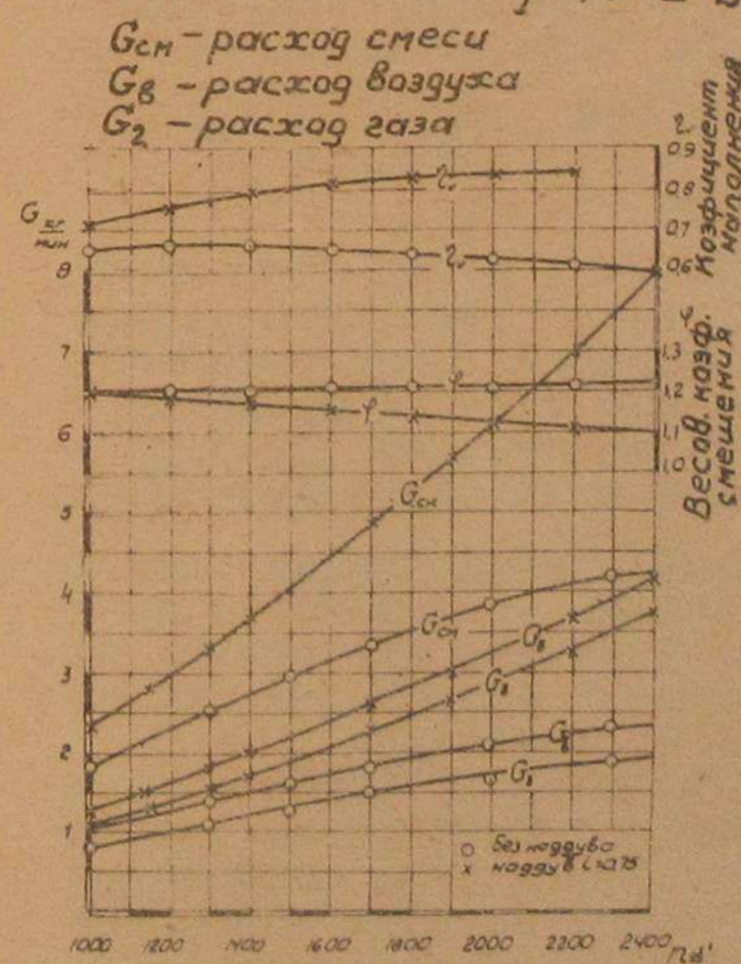
Фиг.45. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120, снятые со слабой пружиной, при работе на генераторном газе / $n = 1600$ об/мин/.

которая из нагнетателя поступает непосредственно в смеситель.

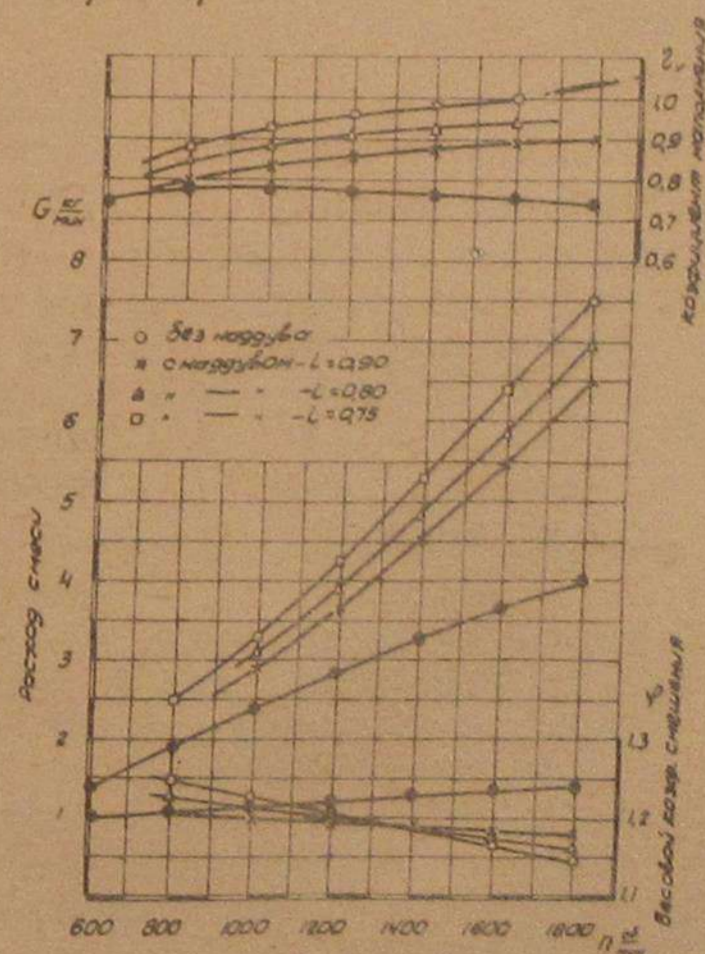
Несмотря на то, что коэффициент весового смешения газа и воздуха составляет в среднем 1,2, температура смеси в коллекторе, начиная с 1500-1600 об/мин, т.е. там, где подогрев от стенок влияет слабее, оказывается меньше среднего арифметического температур газа и воздуха.



Фиг.46. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120, снятые при работе на генераторном газе со слабой пружиной / $n = 2000$ об/мин/.



Фиг.47. Влияние наддува на коэффициент наполнения и расходы двигателя ЗИС-5.

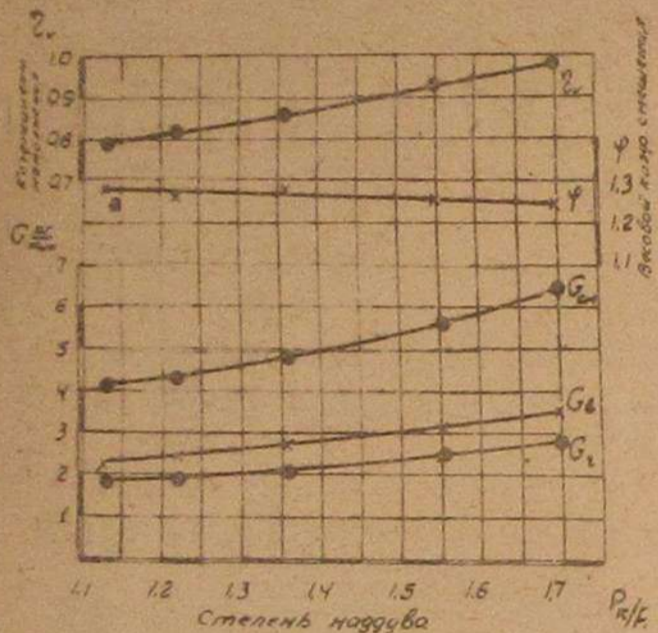


Фиг.48. Влияние наддува на коэффициент наполнения и расходы газа и воздуха. Двигатель ЗИС-120; $\epsilon = 6$; $U_{H_2} = 4,6$.

Достоверные причины этого весьма благоприятного явления пока не установлены, ввиду чего приходится ограничиться предположением, что оно связано с испарением взвешенных в газе частиц влаги, которые, встретившись в смесителе с горячим воздухом, начинают интенсивно испаряться, отнимая значительное количество тепла. Проведенные расчеты позволяют считать данное объяснение правдоподобным.

Так или иначе, проведенные эксперименты показывают, что применение наддува к газовому двигателю по принятой схеме повышает температуру газозвушной смеси во впускном коллекторе лишь на 25-45°, в то время, как применительно к дизелю или бензиновому двигателю эта цифра составит при прочих равных условиях 45-90°.

Причины очевидны: при работе на генераторном газе с наддувом по указанной схеме газогенераторная установка выполняет роль охладителя, а содержащаяся в газе влага способствует последующему охлаждению смеси в коллекторе.



Фиг.49. Влияние степени наддува на коэффициент наполнения при постоянных n и i . Двигатель ЗИС-120; $n_3 = 1600$ об/мин, $i = 0,75$, $G_{см}$ — расход смеси, G_2 — расход газа, G_8 — расход воздуха.

Весьма важным показателем, характеризующим совершенство процесса наполнения двигателя, является величина давления в начале сжатия. Известно, что в быстроходных двигателях эта величина бывает в зависимости от числа оборотов на 0,10 — 0,25 кг/см² меньше атмосферы, что и является одной из причин ухудшения наполнения сравнительно с теоретически возможным. Применение наддува позволяет устранить этот недостаток и создать в рабочем пространстве в период зарядки некоторое избыточное давление.

Давление в процессе зарядки было исследовано на двигателе ЗИС-120 путем индицирования со слабой пружиной. Полученные результаты представлены в виде индикаторных диаграмм (фиг.44-46) и сведены в табл.2. Видно, что, например, при 1600 об/мин применение наддува позволило повысить давление в начале сжатия с 0,90 до 1,46 ата, т.е. более, чем 1,6 раза

Температура выхлопных газов при наддуве значительно возрастает (фиг.43), однако, даже при максимальной степени наддува остается меньше, чем температура выхлопных газов при работе на бензине, что лишний раз говорит об умеренной термической напряженности двигателя при работе на генераторном газе с наддувом.

3. Условия зарядки. Коэффициент наполнения

Наддув есть метод повышения мощности двигателя путем улучшения его зарядки. Следовательно, исследование условий зарядки и должно позволить дать оценку в какой мере эта задача выполнена.

Весьма важным показателем, характеризующим совершенство про-

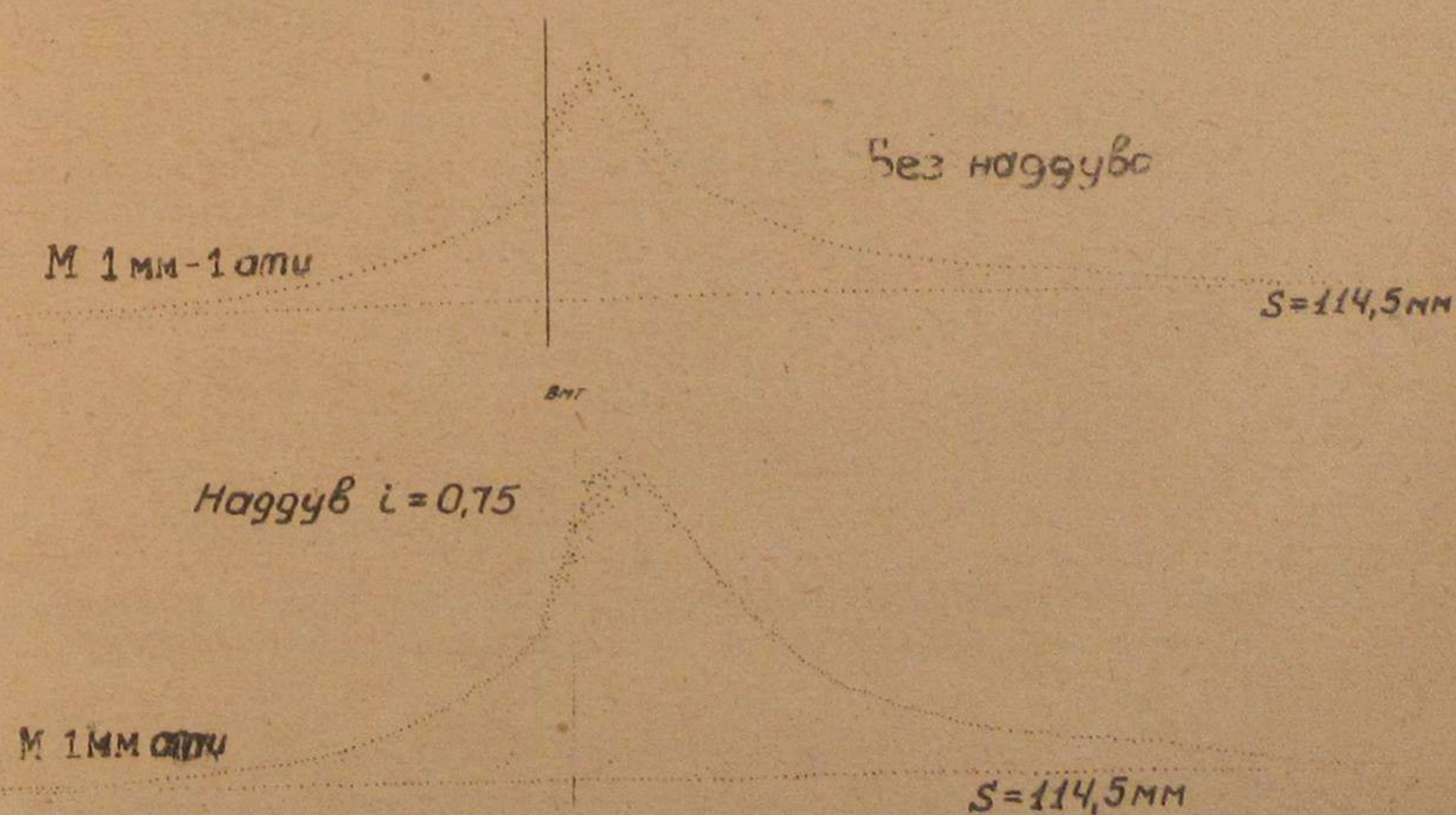
Таблица 2
Условия зарядки двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе

n_3 об/мин:	1200			1600			2000		
	P_1	P_5	P_a	P_1	P_5	P_a	P_1	P_5	P_a
Без наддува	1,00	0,970	0,950	1,00	0,94	0,90	1,00	0,91	0,85
С наддувом	1,44	1,40	1,37	1,62	1,52	1,46	1,71	1,55	1,45

P_1 /ата/ — давление перед газогенератором, P_5 /ата/ — давление во впускном коллекторе, P_a /ата/ — давление в начале сжатия.

Полную оценку условий зарядки с учетом изменения температур и влияния остаточных газов дает коэффициент наполнения. Последний был исследован как для двигателя ЗИС-5, так и для двигателя ЗИС-120, причем подсчет велся относительно условий перед газогенератором.

На фиг.47 и 48 показано влияние наддува на коэффициент наполнения обоих двигателей, а также влияние передаточного числа привода нагнетателя. Видно, что в то время как без наддува коэффициент наполнения с увеличением оборотов неуклонно падает, при наддуве он, наоборот, растет, причём в зоне средних оборотов этот рост весьма интенсивен, а затем замедляется в связи с усилением нагрева рабочего тела в нагнетателе и элементах впускной системы двигателя.



Фиг.50. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе / $n = 1200$ об/мин, $\epsilon = 6\%$.

Уменьшение передаточного числа позволяет добиться повышения коэффициента наполнения при данных оборотах.

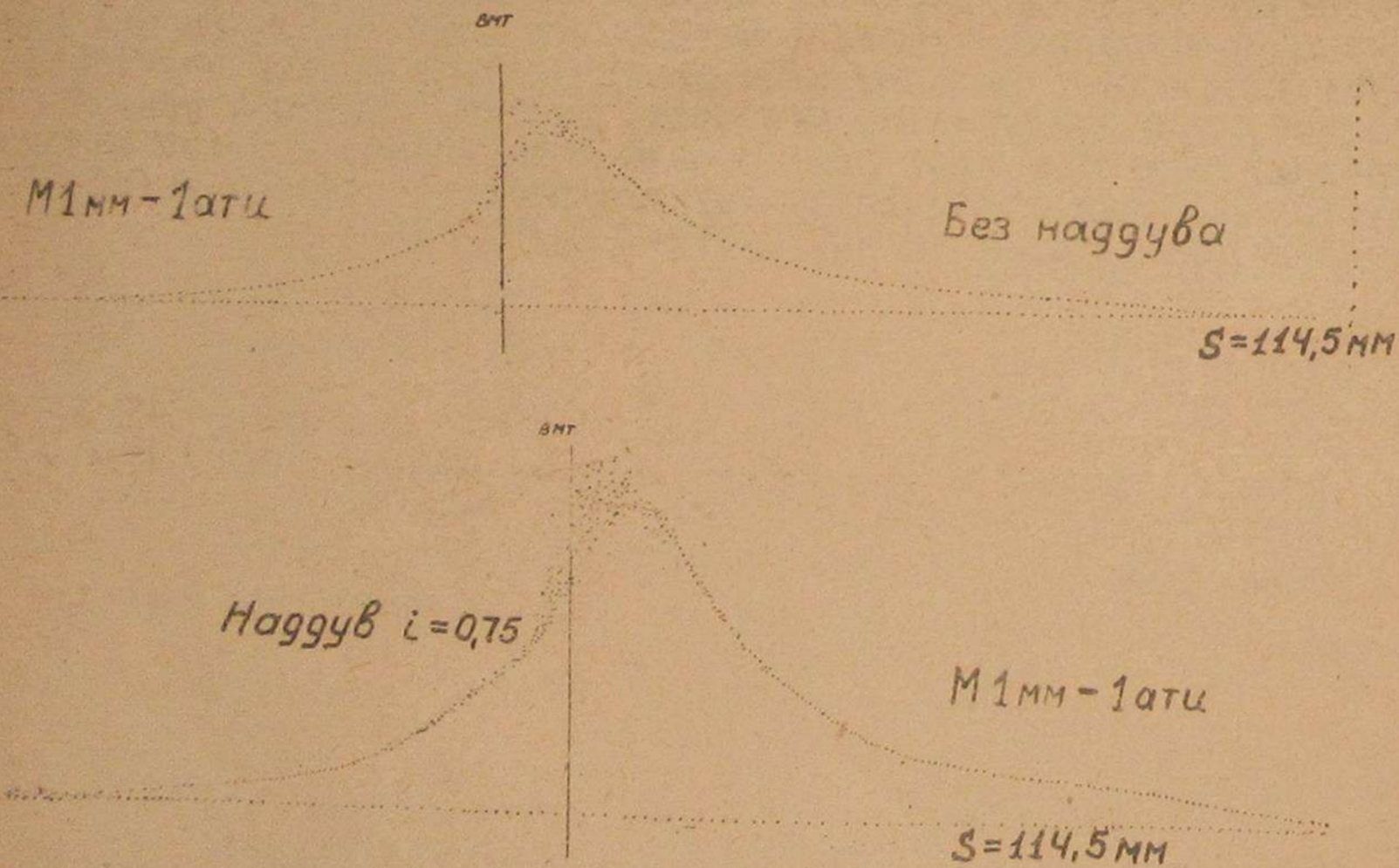
Качественная и количественная сторона достигнутых экспериментально результатов хорошо согласуется с теоретическими выводами, полученными в разделе П.

Влияние наддува на коэффициент наполнения особенно четко видно при исследовании с постоянным числом оборотов и различной степенью наддува. На фиг.49 представлены результаты подобного исследования. Передаточное число и число оборотов при этом сохранялись неизменными, а степень наддува менялась с помощью перепуска. Из диаграммы видно, что в процессе повышения степени наддува с 1,1 до 1,7 коэффициент наполнения увеличился с 0,78 до 0,98.

Аналогичные результаты получены и при других числах оборотов и передаточных числах.

4. Рабочие давления. Индикаторные диаграммы

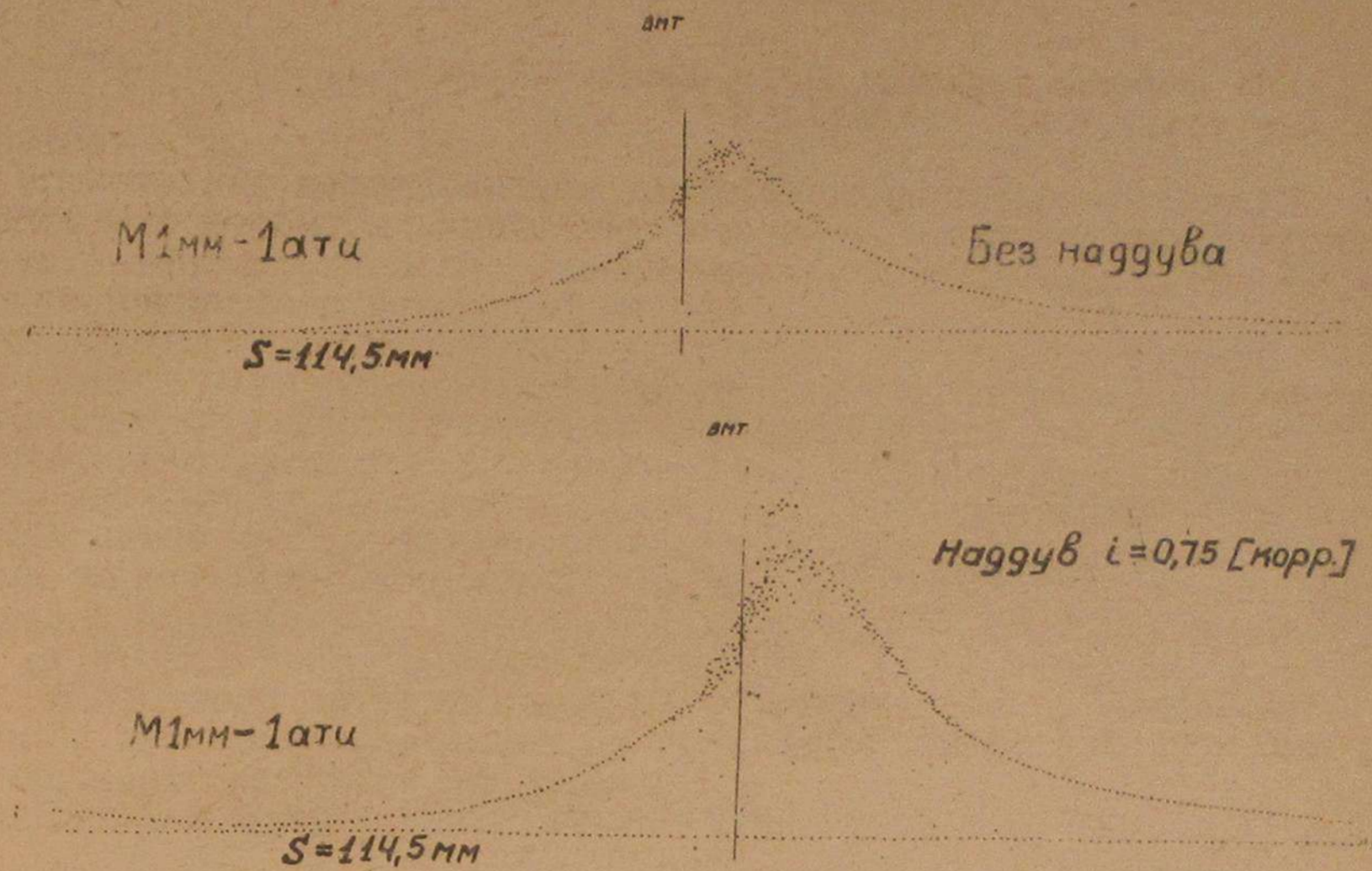
Давления в рабочем цилиндре были исследованы путем снятия индикаторных диаграмм электропневматическим индикатором ТЛ-2 с одновременным визуальным контролем при помощи не-з-кварцевого осциллоскопа "СОХ".



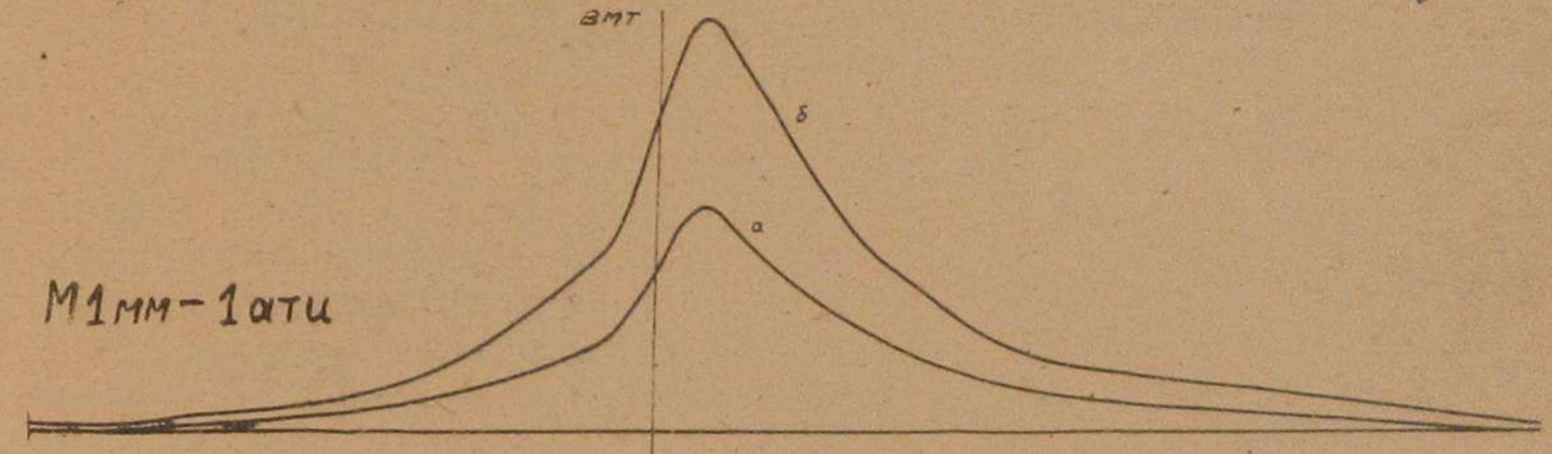
Фиг.51. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе / $n = 1600$ об/мин, $\xi = 6/$.

На фиг.50и52 представлены фотографии индикаторных диаграмм, снятых на двигателе ЗИС-120 при работе на генераторном газе с наддувом и без наддува при различных числах оборотов.

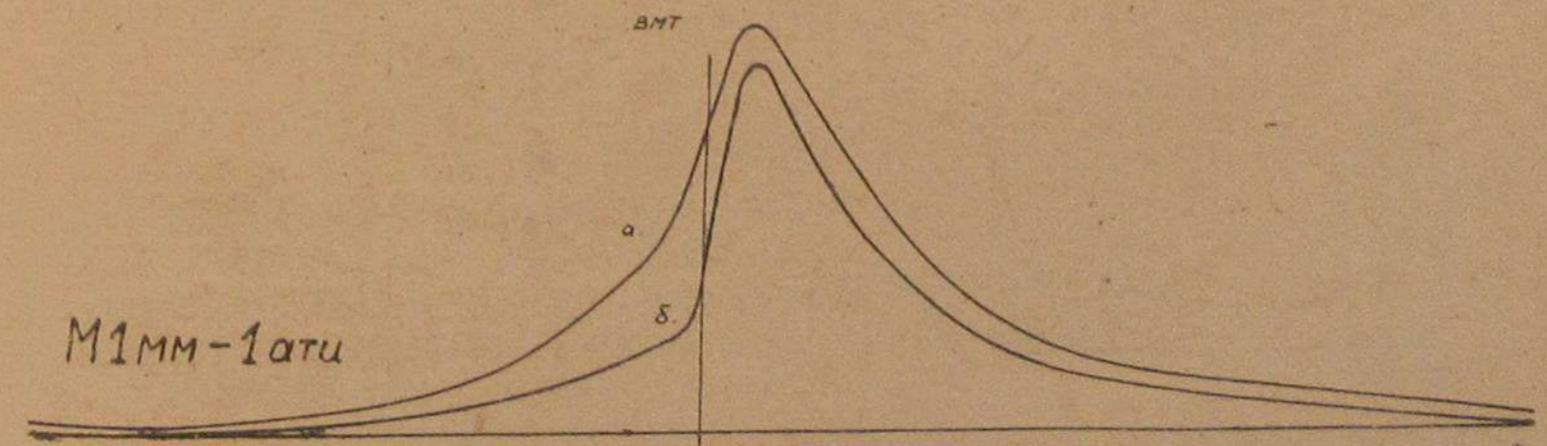
Наложение диаграмм /фиг.53/ позволяет констатировать значительное повышение давлений при наддуве на всех этапах



Фиг.52. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе / $n = 2000$ об/мин, $\xi = 6/$.



Фиг.53. Сравнение индикаторных диаграмм двигателя ЗИС-120, снятых на генераторном газе при 1600 об/мин с наддувом и без наддува. а - без наддува. б - наддув $P_k/P_0 = 1,7$.

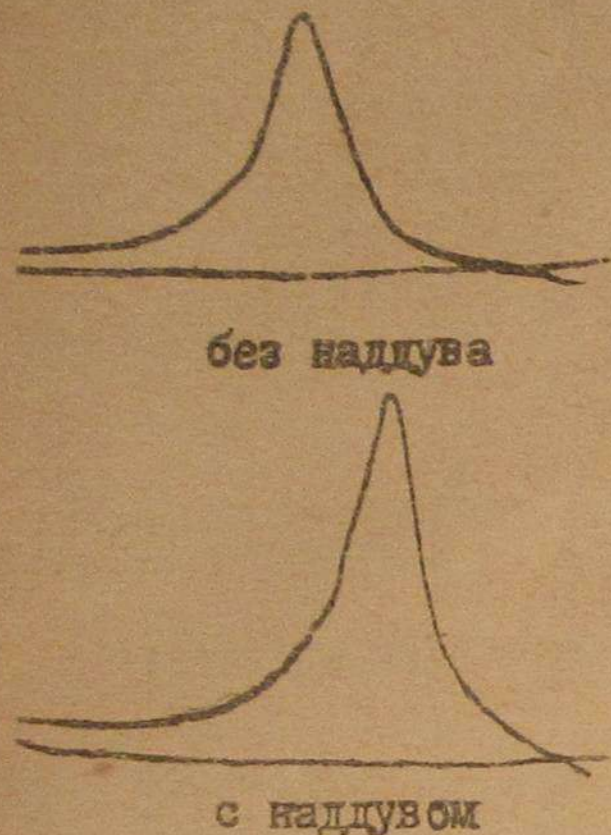


Фиг.54. Сравнение индикаторных диаграмм двигателя ЗИС-120, снятых на бензине и на генераторном газе с наддувом при 1600 об/мин. а - на генераторном газе с наддувом; $P_k/P_0 = 1,7$. б - на бензине.

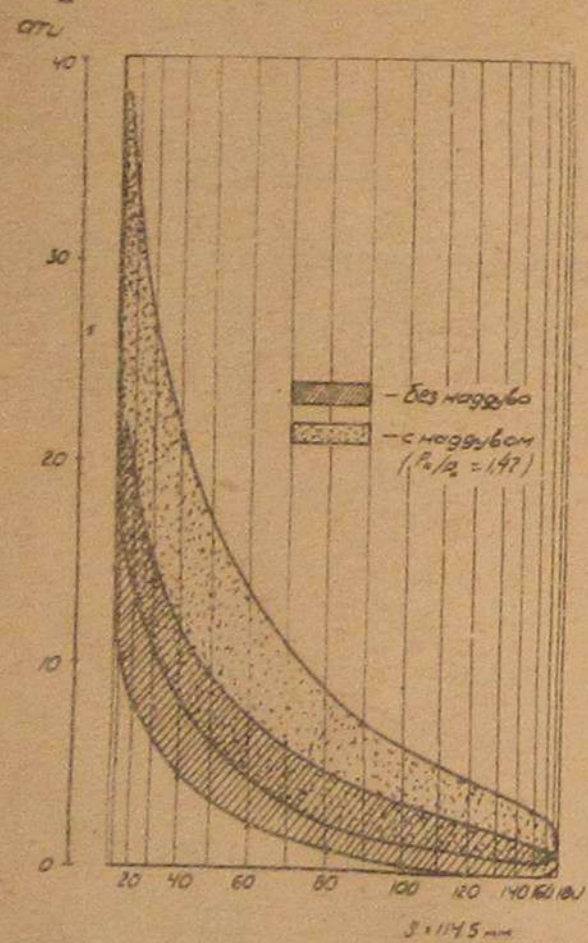
рабочего цикла, причем, для данного случая $\lambda = 1600$ об/мин,

$P_k/P_0 = 1,7$ / давления возросли в 1,5 - 2 раза.

Столь значительное повышение давлений могло бы вызвать естественно опасения как в отношении прочности двигателя, так и в отношении жесткости его работы. Однако, сравнение с соответствующей индикаторной диаграммой, снятой на бензине /фиг.54/, позволяет считать такого рода опасения неосновательными. Действительно, из сопоставления диаграмм видно, что максимальное давление сгорания при работе с наддувом превосходит лишь на 4-5 кг/см² максимальное давление сгорания на бензине. В то же время, более пологое протекание участка нарастания давления в первом случае не оставляет сомнений в наличии более мягкой работы на генераторном газе с наддувом.



Фиг.55. Осциллографические снимки индикаторных диаграмм ЗИС-120 при работе на генераторном газе с наддувом и без наддува при 1200 об/мин.

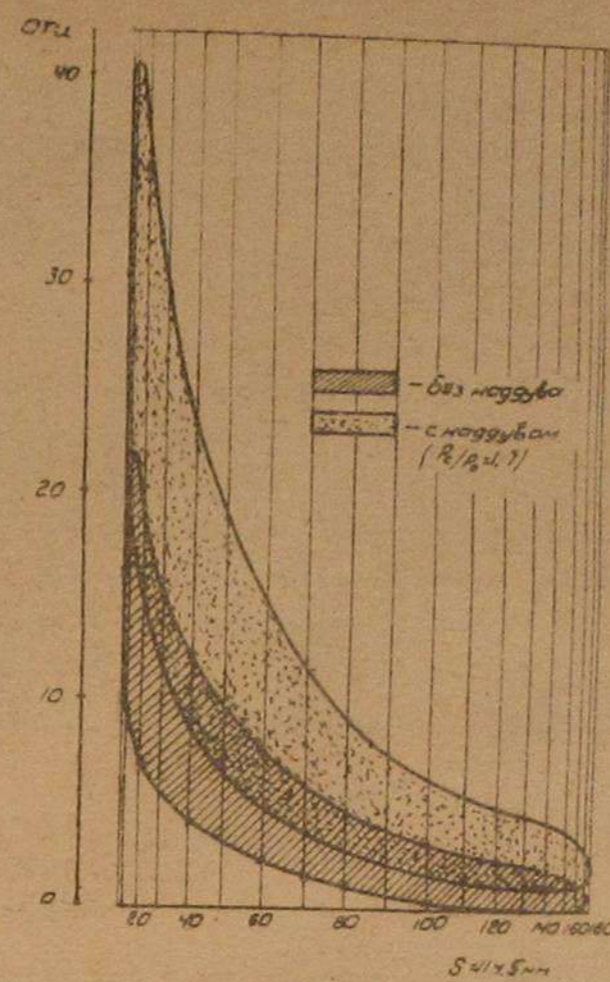


Фиг.56. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе с наддувом и без наддува. $\lambda = 1200$ об/мин.

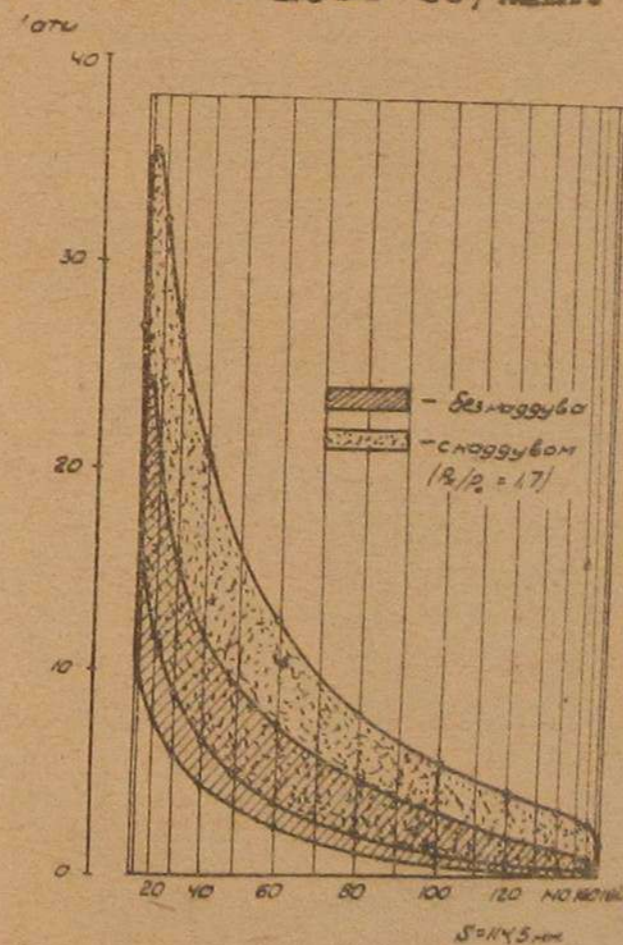
Индикаторные диаграммы, снятые при помощи пневмоэлектрического индикатора, представляют собой наложение значительного числа циклов, т.к. снятие диаграммы продолжается до 0,5 минуты. Это имеет свои преимущества, т.к. позволяет дать оценку средним значениям, проводя через получившиеся точки некоторый условный средний цикл. Для суждения о качественной стороне действительного протекания одного рабочего цикла известные выгоды дает осциллограф. Фотографируя получающееся изображение, можно путем подбора соответствующей экспозиции заснять любое число циклов вплоть до одного. Полученные таким образом диаграммы представлены на фиг.55.

По характеру своему они мало отличаются от диаграмм, полученных с помощью пневмоэлектрического индикатора. Калибровка изображений на осциллографе позволила установить абсолютные значения, которые также хорошо совпадают со значениями, зафиксированными на индикаторе ТЛ-2.

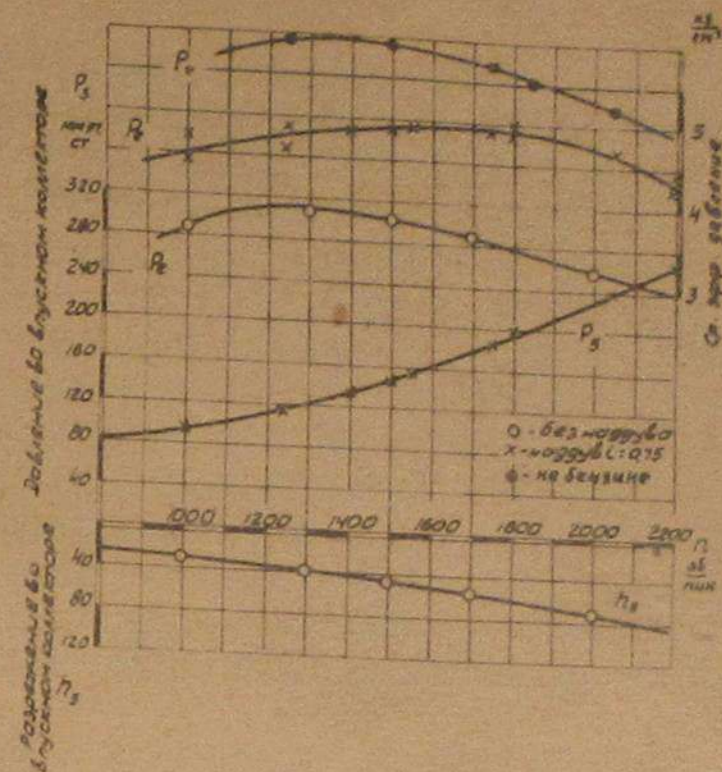
В дальнейшем, в целях оценки средних индикаторных давлений и мощностей, диаграммы были перестроены по ходу поршня /фиг.56-58/



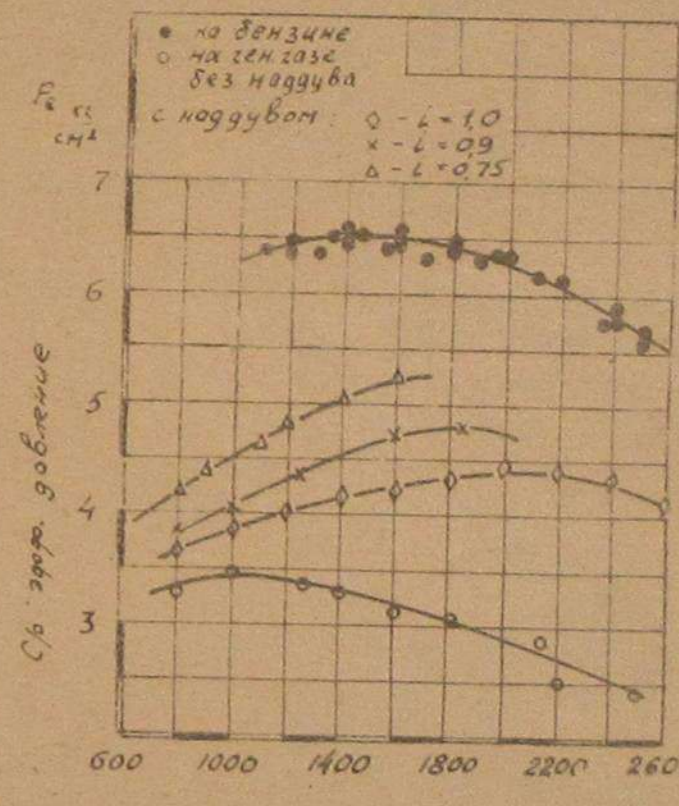
Фиг.57. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе с наддувом и без наддува. $\lambda = 1600$ об/мин.



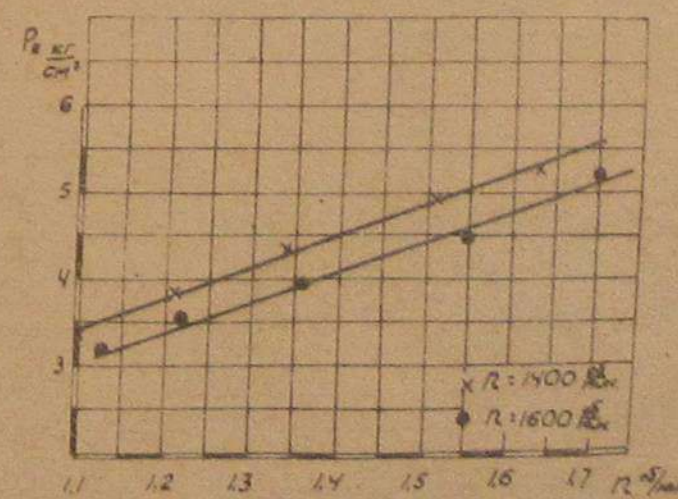
Фиг.58. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120 при работе на генераторном газе с наддувом и без наддува. $\lambda = 2000$ об/мин.



Фиг.59. Влияние наддува на среднее эффективное давление. Двигатель ЗИС-5; $\lambda = 0,75$; $V_{Hh} = 3,44$ л.



Фиг.60. Влияние наддува на среднее эффективное давление двигателя ЗИС-120.



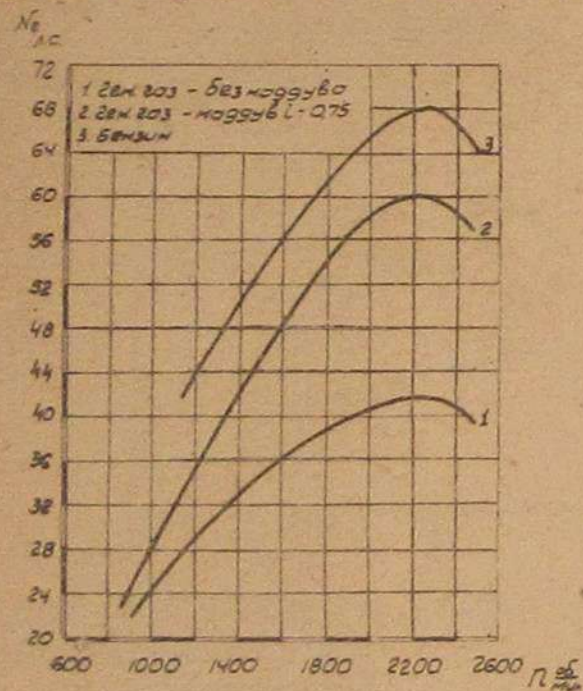
Фиг.61. Влияние степени наддува на среднее эффективное давление. Двигатель ЗИС-120; $\lambda = 0,75$; $V_{Hh} = 4,6$ л.

Планиметрирование соответствующих площадок показывает, что среднее индикаторное давление при наддуве возрастает в 1,7-1,8 раза, достигая значений $P_i = 8,3 - 8,4 \text{ кг/см}^2$ и превосходя тем самым соответствующее среднее индикаторное давление бензинового двигателя на 0,2 - 0,3 кг/см^2 .

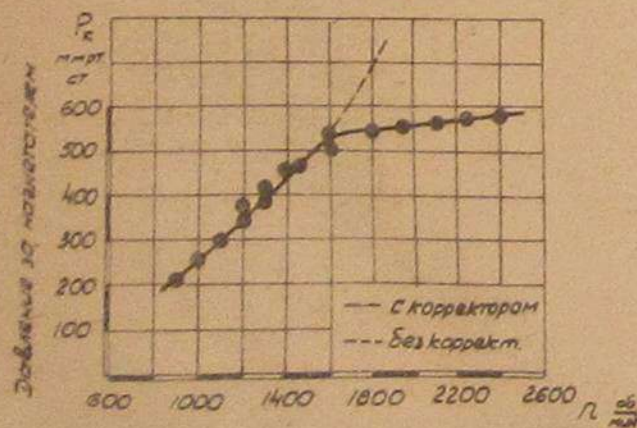
Учитывая возможность значительных неточностей при снятии и обработке индикаторных диаграмм, а также отсутствие достаточно надежных данных по механическому к.п.д. двигателя, среднее эффективное давление и эффективная мощность определялись не из индикаторных диаграмм, а по замеренному тормозному моменту и числам оборотов. Индикаторные же диаграммы явились полезным материалом для сравнительной оценки процессов на генераторном газе с наддувом и без наддува и на бензине.

5. Среднее эффективное давление

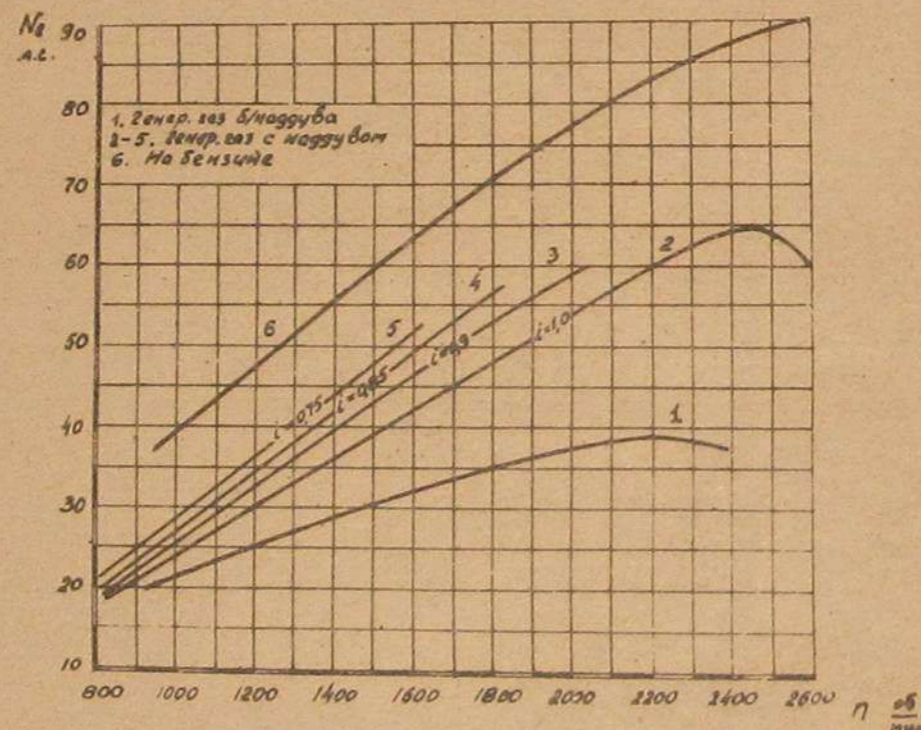
Среднее эффективное давление двигателя является фактором, который решающим образом определяет динамические качества автомобиля. Абсолютная величина среднего эффективного давления и характер его изменения по оборотам должны служить основным критерием эффективности того или иного мероприятия по повышению мощности автомобильного двигателя.



Фиг.62. Внешние характеристики двигателя ЗИС-5; $\xi = 6,8$



Фиг.64. Корректировка давления за нагнетателем. Двигатель ЗИС-120; $\xi = 0,75$.



Фиг.63. Влияние наддува на внешнюю характеристику двигателя ЗИС-120.

Испытания на генераторном газе с наддувом, проведенные на двигателях ЗИС-5 и ЗИС-120, позволили сделать два вывода.

1. Применение наддува позволяет добиться весьма значительного повышения среднего эффективного давления и достичь при этом 80-90% от среднего эффективного давления, получаемого при работе на бензине.

2. Получение наиболее целесообразной характеристики с максимальным моментом в зоне средних оборотов требует корректировки характеристики путем применения соответствующего корректирующего устройства.

Действительно, из диаграммы на фиг.59 видно, что, ограничиваясь максимальной степенью наддува 1,6-1,7, значительного повышения среднего эффективного давления удастся достигнуть лишь в зоне максимальных оборотов, в то время, как прирост среднего эффективного давления в зоне малых оборотов невелик. На фиг.60 помимо кривой $\xi = 1$, дающей значения среднего эффективного давления во всем диапазоне оборотов двигателя ЗИС-120, представлены кривые для более малых значений ξ , обрывающиеся при $n = 1600$ и $n = 2000$ об/мин.

Точка обрыва этих кривых характеризует достижение принятой выше предельной степени наддува. На фиг.60 видно, что уменьшение передаточного числа вызывает, во-первых, увеличение абсолютной величины среднего эффективного давления и, во-вторых, сопровождается смещением максимума кривой средних эффективных давлений справа налево, т.е. из зоны высоких оборотов в зону средних оборотов двигателя. Таким образом, уменьшение передаточного числа позволяет добиться одновременно значительного повышения средних эффективных давлений и более благоприятного протекания кривой моментов.

Однако, при достаточно малых значениях ξ / например для двигателя ЗИС-120, начиная с $\xi < 1$ / необходимо применять клапан-корректор, чтобы в зоне высоких оборотов не переходить установленных предельных значений степени наддува / описанию соответствующих испытаний посвящен пункт 7 данного раздела /.

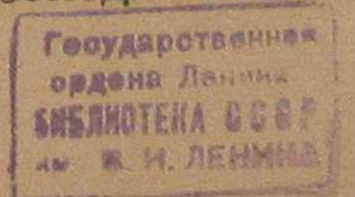
Испытание с различной степенью наддува при постоянном передаточном числе и неизменном числе оборотов / фиг.61 / позволяет установить прямолинейную зависимость среднего эффективного давления от степени наддува, причем увеличению степени наддува на 0,1 соответствует прирост среднего эффективного давления на 0,35 кг/см^2 . Следует, впрочем оговорить, что данные результаты получены в определенном интервале степеней наддува, а именно, при $1,1 < P_k/P_0 < 1,7$.

6. Мощность

Внешняя характеристика при работе с наддувом предопределяется рассмотренным выше протеканием кривых среднего эффективного давления. На фиг.62и63 представлены предельные некорректированные характеристики для работы с наддувом. Эти характеристики получены:

для двигателя ЗИС-5 /с нагнетателем ЭМС 3-71/ при $\xi = 0,75$, для двигателя ЗИС-120 /с нагнетателем ЭМС 4-41/ при $\xi = 1,0$.

Недостатком некорректированных характеристик является получение достаточно большого прироста мощности лишь в зоне максимальных оборотов, что ставит перед необходимостью постоянно прибегать к коробке скоростей.

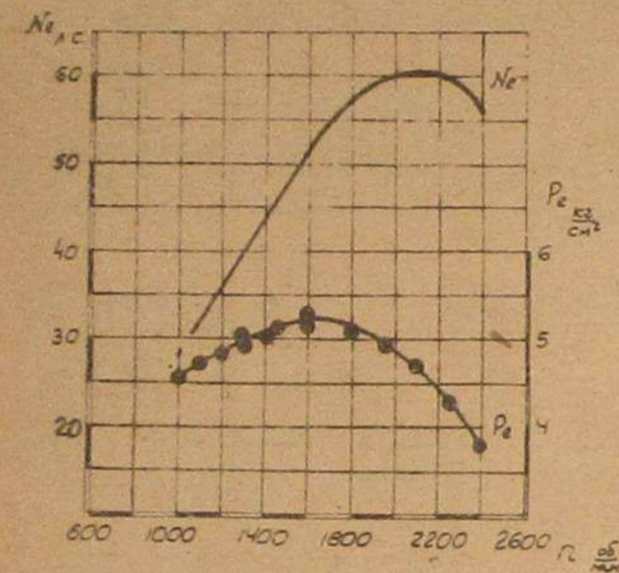


Представленные на фиг.63 характеристики двигателя ЗИС-120, полученные при $\zeta < 1,0$, оборваны в точках, соответствующих достижению предельной степени наддува. Мы видим, что при $\zeta = 0,75$ максимальная степень наддува достигается в двигателе ЗИС-120 уже при 1600 об/мин, а мощность возрастает сравнительно с безнаддувной кривой на 62%. Добившись с помощью корректора возможности сохранения этого передаточного числа, можно получить характеристику с достаточно благоприятным протеканием прироста мощности по оборотам.

7. Испытание с клапан-корректором

Корректировка характеристики может быть осуществлена по двум принципиальным схемам /фиг.26/.

По первой схеме /а/ непосредственно за нагнетателем предусматривается клапан-корректор, выполненный и отрегулированный с таким расчетом, чтобы он открывался, когда давление за нагнетателем превысит установленное предельное значение / $P_k = 1,7$ ата/. В дальнейшем подъем клапана обеспечивает неизменное давление за нагнетателем при любых оборотах.



Фиг.65. Корректированная характеристика двигателя ЗИС-120; $\zeta = 0,75$.

Вторая схема /б/ основана на автоматическом дросселировании воздуха на входе в нагнетатель и предотвращении тем самым возрастания давления за нагнетателем при повышении числа оборотов.

Два важных соображения заставляют считать первую схему более предпочтительной.

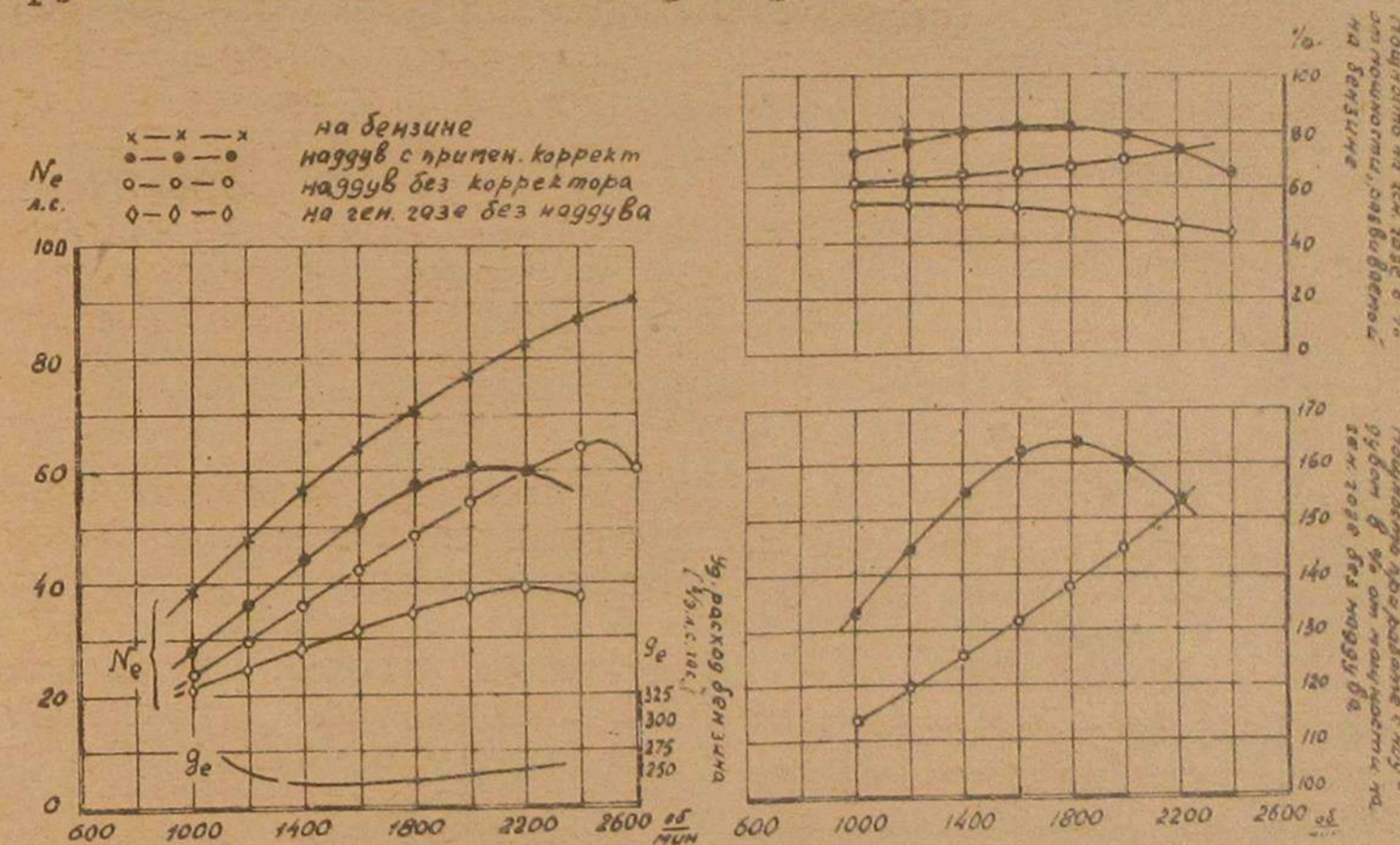
Во-первых, вторая схема нуждается в специальном регуляторе, введение которого явилось бы значительным усложнением конструкции и ее уязвимым местом, во-вторых, мощность, затрачиваемая нагнетателем при перепуске, меньше, нежели при корректировке путем дросселирования. Последнее утверждение вряд ли нуждается в особом доказательстве, т.к. корректировка путем перепуска характеризуется повышением оборотов при постоянной степени наддува, в то время, как при дросселировании повышение оборотов сопровождается увеличением P_k/P_0 при неизменном P_k и уменьшающемся P_0 , что, очевидно, вызовет затраты мощности большие, чем в первом случае.

Наряду с рассмотренными выше двумя схемами корректировки, здесь следует упомянуть еще одну, примененную на первых этапах эксперимента. Принцип действия и устройство видны на фиг.26 и 22. Данная схема, являясь по сути дела разновидностью схемы /а/, имеет по сравнению с ней тот недостаток, что значительно повышает температуру воздуха на входе в нагнетатель и в то же время представляет значительное конструктивное усложнение, что и послужило причиной отказа от нее.

Испытания с клапан-корректором проводились на двигателе ЗИС-120 с нагнетателем ВМС 4-71 и имели целью снятие оптимальной характеристики, т.е. характеристики, которая бы обеспечила при $n = 1500-1600$ об/мин максимум крутящего момента и максимальный относительный прирост мощности.

В соответствии с полученными ранее результатами в качестве передаточного числа было принято $\zeta = 0,75$. Клапан-корректор отрегулирован на открытие при $P_k/P_0 = 1,7$.

Как видно на фиг.64 условия устойчивой работы клапан-корректора не позволили обеспечить постоянное давление за нагнетателем, ввиду чего давление при работе клапан-корректора продолжает несколько возрастать. Однако, это возрастание весьма незначительно и не создает опасности перегрузки элементов газогенераторной установки.

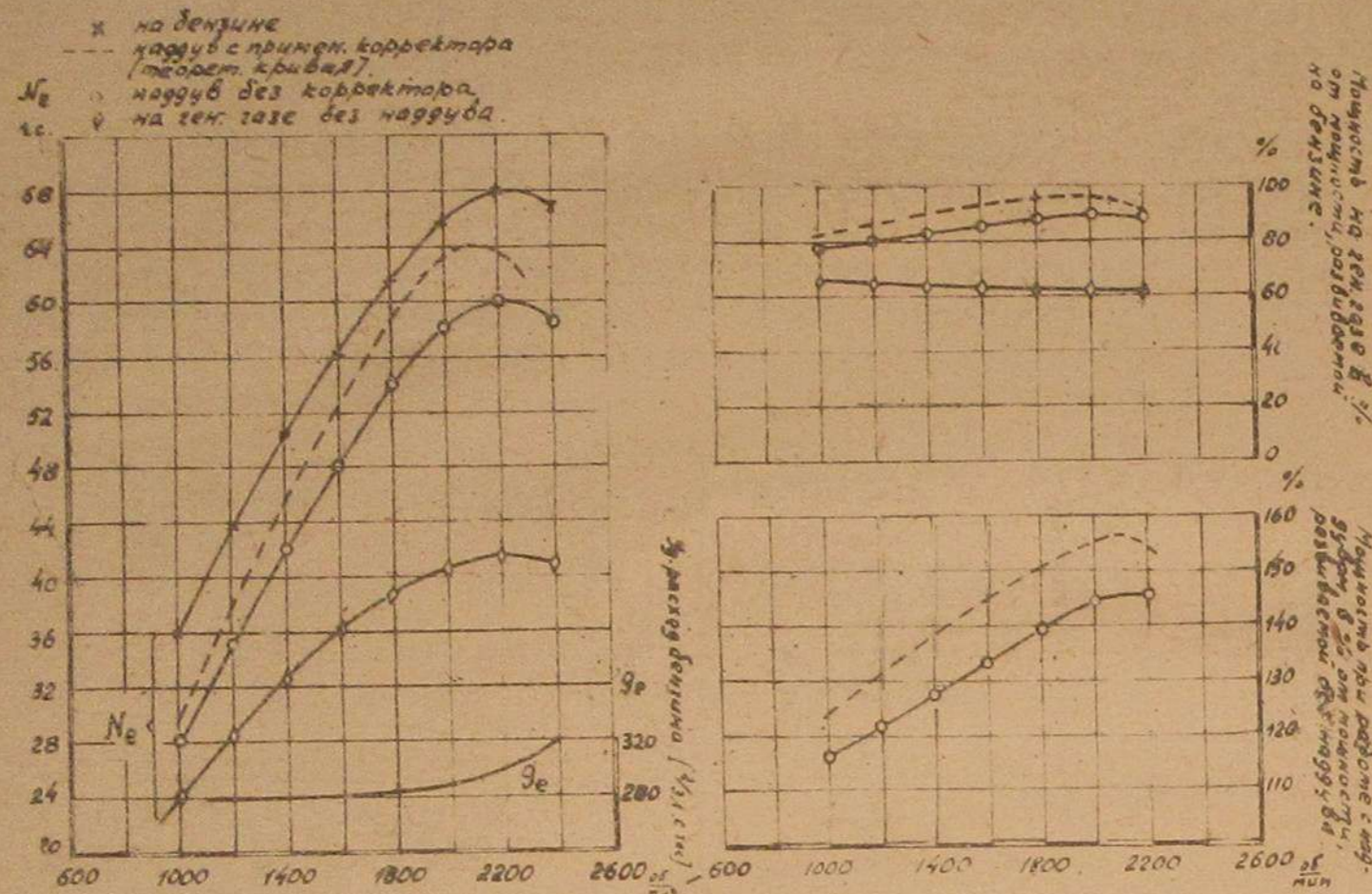


Фиг.66. Прирост мощности при работе на генераторном газе с наддувом без корректора и с корректором. Двигатель ЗИС-120.

Переходя к рассмотрению корректированной внешней характеристики /фиг.65/, можем констатировать, что до $n = 1600$ об/мин она протекает так же, как и некорректированная, а начиная с $n = 1600$ об/мин происходит замедление нарастания мощности и падение крутящего момента, что связано с непроизводительными потерями на сжатие и нагрев перепускаемого воздуха. Тем не менее, сравнение корректированной характеристики / $\zeta = 0,75$ / с предельной некорректированной характеристикой / $\zeta = 1$ / не оставляет сомнений в предпочтительности первой. Критерием в данном случае служит относительный прирост мощности и его распределение по оборотам. На фиг.67 видно, что корректированная характеристика обеспечивает в зоне средних оборотов более высокий прирост мощности /62% против 32% без корректировки/, а также максимум крутящего момента. При этом нет оснований бояться непроизводительных затрат на перепуск сжатого воздуха в зоне высоких оборотов, т.к. практически работать на таких оборотах приходится весьма редко и клапан-корректор выполняет скорее

функции предохранительного устройства, чем постоянно действующего. Аналогичные замечания могут быть сделаны относительно двигателя ЗИС-5.

Подводя итог мощностным показателям, достигнутым при работе на генераторном газе с применением наддува, можно



Фиг.67. Прирост мощности при работе на генераторном газе с наддувом. Двигатель ЗИС-5; $\epsilon = 6,8$.

констатировать, что в зоне наиболее ходовых оборотов двигателя грузового автомобиля / $n = 1400-2000$ об/мин / применение наддува позволяет получить /фиг.66и67/:

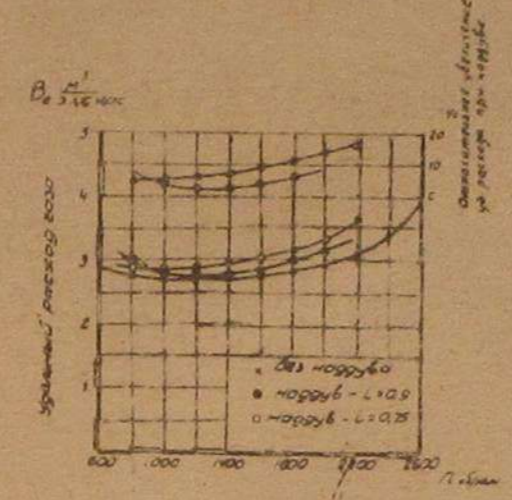
- для ЗИС-5: без корректора 83-90% первоначальной мощности, с корректором 90-96% 1/ -" -"
- для ЗИС-120: без корректора 64-70% -" -" с корректором 80-82% -" -"

3. Экономичность

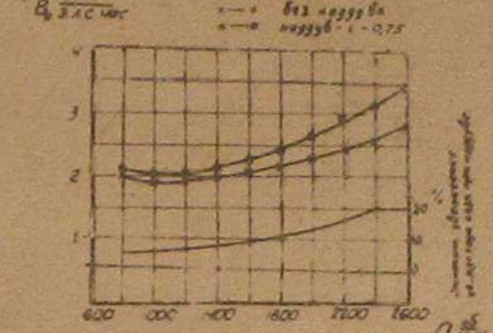
Экономичность процесса применительно к рассматриваемому случаю, а именно, применительно к условиям работы автомобильного двигателя на твердом /как правило - местном/ топливе, имеет значение не столько в отношении стоимости топлива, сколько по соображениям минимальной загрузки полезных емкостей автомобиля, увеличения дальности его пробега, сокращения числа догрузок генератора на тонну-километр пути.

1/ Данная цифра является расчетной, в отличие от всех остальных, полученных экспериментально.

Проведенные испытания /фиг.68и69/ показали, что применение наддува по данной схеме повышает удельный расход газа на 5-15%.



Фиг.68. Влияние наддува на удельный расход газа. Двигатель ЗИС-120; $\epsilon = 6,0$.



Фиг.69. Влияние наддува на удельный расход газа. Двигатель ЗИС-5; $\epsilon = 6,8$.

Абсолютные значения удельных расходов по ЗИС-5 получились несколько ниже, чем по ЗИС-120 в связи с тем, что в первом случае имела место более высокая степень сжатия / $\epsilon = 6,8$ /, и испытан

ия велись на чурках шпунтовой фабрики /Петушки/, влажность которых не превышала 8% в то время, как испытания ЗИС-120 приходилось проводить на другом сорте чурок с влажностью 20 - 22%.

9. Химический состав и теплотворная способность генераторного газа

В целях выявления влияния наддува на химический состав и теплотворную способность генераторного газа в процессе работы отбирались пробы для последующего анализа.

Определение химического состава газа производилось на приборе ТИ, определение его теплотворной способности - на приборе Штрахи, а также путем подсчета по химическому составу. Полученные результаты представлены в табл.3.

Таблица 3

	$n = 1600$ об/мин						Высшая теплотворная способность 1/ сух. газа
	CO ₂	C _m H _n	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	
Без наддува	13,35	0,30	0,5	19,8	19,67	2,81	1375
	12,40	0,25	0,6	20,6	19,73	2,26	1348
	11,60	0,35	0,6	21,0	18,40	2,62	1369
	13,10	0,30	0,6	19,6	19,30	2,90	1364
С наддувом	12,35	0,15	0,35	20,25	19,34	3,10	1392
	8,80	-	0,5	24,2	17,08	1,73	1329
	11,20	0,10	0,45	21,2	18,30	1,96	1294
$P_k/P_0 = 1,7$	11,80	0,12	0,35	20,8	19,20	2,90	1389

1/ При подсчете непредельные углеводороды принимались условно за метан.

Содержащиеся в ней данные относятся к работе с числом оборотов $n = 1600$ об/мин, на березовых чурках с процентом влажности 18-22%.

Наддув не оказывает какого-либо закономерного влияния на состав газа и его теплотворную способность. Сличение анализов позволяет констатировать лишь снижение при наддуве содержания непредельных углеводородов, что не может повлиять на теплотворную способность в силу ничтожности абсолютных величин их содержания.

Учитывая непостоянство состава газа, вообще имеющее место при газогенераторном процессе, приходится признать, что наддув по принятой схеме не влияет на химический состав и теплотворную способность генераторного газа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Задача изыскания и внедрения нового не нефтяного топлива для автотранспорта имеет принципиальное значение и не является временной или конъюнктурной.

Поскольку во многих случаях представляется целесообразным перевод на твердое топливо автомобилей действующего автопарка, большое практическое значение имеет изыскание эффективных и рациональных способов компенсации падения мощности, сопровождающей перевод автомобильных двигателей с бензина на генераторный газ.

Настоящая работа, содержащая теоретическое и экспериментальное исследования в данном направлении, позволяет, как нам кажется, сделать несколько обнадеживающих выводов в пользу возможности разрешения указанной проблемы с помощью наддува от приводного объемного нагнетателя.

Эти выводы сводятся к следующему.

1/ В пределах степеней наддува $P_k/P_0 < 1,8$ приводной объемный нагнетатель типа РУТ позволяет получить, при работе на генераторном газе, прирост мощности двигателя, приблизительно равный степени наддува.

2/ Объемный нагнетатель типа РУТ, имея привод от коленчатого вала двигателя, позволяет путем соответствующего подбора передаточного числа получать любую степень наддува в указанных пределах.

3/ Применение наддува в указанных пределах не вызывает термической и механической перегрузки двигателя сравнительно с условиями его работы на бензине.

4/ Прочность газогенераторной установки Г-78 в условиях лабораторных испытаний оказалась достаточной при применении наддува в пределах избыточных давлений до 0,7 ати. По сообщениям герметичности потребовалось лишь заменить загрузочную крышку газогенератора резьбовой.

5/ В лабораторных условиях работа с наддувом была осуществлена путем замены одноручейного шкива привода вентилятора двигателя - многоручейным, чем и ограничились переделки собственно двигателя.

6/ Перенесение системы привода нагнетателя на автомобиль потребует конструктивной разработки в целях обеспечения его большой надежности.

7/ Применение наддува без корректировки при переводе на генераторный газ позволяет получить максимальную мощность /в % от развиваемой на бензине/:

для двигателя ЗИС-120 / $\xi = 6,0$ / до 72%,

для двигателя ЗИС-5 /при $\xi = 6,8$ / до 90%.

8/ Корректировка работы нагнетателя позволяет на режимах $n = 1400-2000$ об/мин получить:

для двигателя ЗИС-120 / $\xi = 6,0$ / до 80% бензиновой мощности,

для двигателя ЗИС-5 /при $\xi = 6,8$ / до 95% -"- -"-

9/ Желательно более тщательное исследование вопроса возможности улучшения протекания характеристики в зоне высоких оборотов, а также освещение вопроса о влиянии изменения степени сжатия двигателя при работе с наддувом.

И.о. научного руководителя
Отделения газогенераторных
и газобаллонных автомобилей Г.Г.ТЕРЗИБАШЬЯН

И.о.завед. газогенераторной
лабораторией З.И.ЛЕЙБЗОН

Руководитель работы
мл.научный сотрудник Б.С.СИМОНОВИЧ

О Г Л А В Л Е Н И Е

Стр.

К ПОСТАНОВКЕ ВОПРОСА	3
1. ОБЗОР И СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ	4
а/ Повышение теплотворной способности рабочей смеси	5
б/ Повышение степени сжатия	6
в/ Наддув	9
II. НЕКОТОРЫЕ ЗАМЕЧАНИЯ ПО ТЕОРИИ ВОПРОСА	
а/ Коэффициент наполнения	17
б/ Мощность	19
III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ С НАДДУВОМ ОТ ПРИВОДНОГО ОБЪЕМНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ТИПА РУТ	
а/ Описание установки	21
б/ Основные показатели двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 при работе на генераторном газе без наддува	25
в/ Испытание двигателей ЗИС-5 и ЗИС-120 на генераторном газе с наддувом от при- водного объемного нагнетателя	29
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	46