36. Къ вопросу объ опредѣленіи полезнаго дѣйствія компрессора.

А. А. Лебедева.

(Доложено 19 марта).

По мѣрѣ распространенія примѣненія сжатаго воздуха на практикѣ, машины для сжатія воздуха получаютъ все большее и большее значеніе въ промышленности и непрерывно совершенствуются. Вмѣстѣ съ усовершенствованіемъ давно существовавшихъ типовъ компрессоровъ *) появились и совершенно новые типы ихъ, какъ, напримѣръ, турбинные компрессора высокаго давленія.

Послѣднимъ пришлось при своемъ появленіи выдержать сильную борьбу съ поршневыми компрессорами, какъ въ чисто практическомъ, такъ и экономическомъ отношеніи, и преимущество того или другого типа этихъ машинъ постоянно возбуждаютъ большіе споры. Съ точки зрѣнія сравненія между собой всѣхъ существующихъ нынѣ различныхъ типовъ компрессоровъ вопросъ объ опредѣленіи коэффиціента полезнаго дѣйствія этихъ машинъ пріобрѣтаетъ особо существенное значеніе.

Однако въ дѣйствительности мы видимъ, что до сихъ поръ совершенно не установлено общепринятаго способа опредѣленія полезнаго дѣйствія компрессоровъ и потому сравненіе этихъ машинъ различныхъ величинъ и системъ между собой по даннымъ ихъ испытаній является весьма затруднительнымъ, т. к. каждый экспериментаторъ придерживается своего метода при испытаніяхъ. Въ дальнѣйшемъ авторъ пытается установить раціональныя основанія опредѣленія полезнаго дѣйствія компрессоровъ, при которыхъ сравненіе полученныхъ въ отдѣльныхъ случаяхъ результатовъ не вызывало бы затрудненій.

*) Подъ словомъ «компрессоръ» въ дальнѣйшемъ мы будемъ подразумѣвать *всякую* машину, служащую для сжатія газа, независимо отъ того, будетъ ли она служить для полученія воздуха для передачи работы или для дутья и независимо отъ давленія сжатія воздуха. Такимъ образомъ мы этимъ словомъ будемъ обозначать всѣ машины, именуемыя: „компрессора“ въ тѣсномъ смыслѣ этого слова, „воздуходувки“ и „вентиляторы“.

„Коэффиціентъ полезнаго дѣйствія“ или „коэффиціентъ отдачи“ всякой машины можно опредѣлить, какъ отношеніе двухъ измѣренныхъ въ ней величинъ, сравненіе которыхъ показывается степень совершенства данной машины въ разсматриваемомъ отношеніи. Напримѣръ, разсматривая совершенство даннаго компрессора съ точки зрѣнія его заполненія воздухомъ при всасываніи, опредѣляемъ его „коэффиціентъ объемнаго полезнаго дѣйствія“ какъ отношеніе одной измѣренной величины—объема (приведеннаго къ нормальнымъ величинамъ) дѣйствительно засосаннаго воздуха за одинъ ходъ поршня—къ другой величинѣ—объему описанному поршнемъ. Такой коэффиціентъ будетъ показывать степень совершенства даннаго компрессора въ смыслѣ его производительности.

Для цѣлей сравненія различныхъ компрессоровъ между собой наиболѣе важенъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія, который показываетъ, насколько компрессоръ затрачиваетъ на сжатіе воздуха больше работы, чѣмъ теоретически возможный минимумъ. Такимъ образомъ этотъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія будетъ опредѣляться отношеніемъ теоретически необходимой работы для сжатія даннаго количества воздуха отъ и до даннаго давленія къ дѣйствительно затраченной компрессоромъ работѣ. Такимъ образомъ абсолютное значеніе его будетъ зависѣть отъ того, какъ мы опредѣлимъ обѣ эти величины.

Какъ извѣстно, теоретическая работа сжатія 1 кгр. воздуха отъ давленія P_1 до давленія P_2 будетъ равна при сжатіи изотермическомъ

$$N_{из} = P_1 V_1 \lg_n \frac{P_2}{P_1}$$

при сжатіи же адіабатическомъ

$$N_{ag} = \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Въ дѣйствительности на практикѣ нельзя достичь ни того, ни другого процесса сжатія, а послѣднее

происходитъ по нѣкоторой промежуточной кривой, т. наз. политропѣ, причемъ затрата работы будетъ выражаться тѣмъ же уравненіемъ, какъ при адіабатическомъ сжатіи, но съ другимъ показателемъ k обыкновенно меньшимъ чѣмъ при адіабатѣ.

Работа при изотермическомъ сжатіи меньше, чѣмъ работа при адіабатическимъ сжатіи. Такимъ образомъ величина коэффиціента полезнаго дѣйствія компрессора будетъ та или другая прежде всего въ зависимости отъ того, какой процессъ сжатія при опредѣленіи теоретической работы мы выберемъ—изотермическій, адіабатическій или политропическій.

Наиболѣе часто принимаютъ за основаніе процессъ изотермическій, и совершенно правильно, т. к. при этомъ процессѣ получается дѣйствительно минимумъ затраты работы на сжатіе воздуха при данныхъ условіяхъ. Но иногда приходится встрѣчать такое мнѣніе, что въ тѣхъ случаяхъ, когда машина для сжатія воздуха подаетъ воздухъ въ печь, какъ, напримѣръ, это имѣетъ мѣсто въ разнаго рода воздуходувныхъ машинахъ, теплота, освобождающаяся при сжатіи не теряется, а повышаетъ пирометрическій эффектъ дутья. Поэтому въ такихъ случаяхъ надо брать за точку отправленія адіабатическій процессъ сжатія воздуха. Такого мнѣнія придерживается, напримѣръ, Рато, который опредѣляетъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія своихъ турбокомпрессоровъ по отношенію къ изотермическому (а иногда и истинному, т. е. политропическому) сжатію, а турбовоздуходувокъ по отношенію къ адіабатическому сжатію.

Автору такое мнѣніе кажется совершенно не правильнымъ на основаніи слѣдующихъ соображеній.

Количество теплоты, идущее на нагрѣваніе воздуха при адіабатическомъ сжатіи точно эквивалентно тому избытку работы, который необходимо затратить больше противъ сжатія по изотермѣ. Для того же, чтобы получить въ цилиндрѣ этотъ избытокъ работы, необходимо въ свою очередь затратить нѣкоторое количество теплоты въ двигателѣ компрессора, и это послѣднее количество теплоты будетъ много больше чѣмъ то, которое выдѣлится въ цилиндрѣ компрессора. Это вполнѣ понятно, т. к. большое количество теплоты при этомъ теряется въ двигателѣ и въ самомъ компрессорѣ. Напримѣръ, если мы имѣемъ паровой компрессоръ, то считая тепловой коэффиціентъ полезнаго дѣйствія паровой машины (отношеніе теоретическаго количества теплоты соотвѣтствующаго 1 Л. С. въ часъ въ 633 ET. къ дѣйствительно затраченному на 1 Л. С. въ часъ количеству теплоты въ котлѣ), около 10%, и механическій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія компрессора (т. е. отношеніе индикаторной работы его къ дѣйствительной работѣ двигателя на валу) въ 75%, то для полученія каждой калоріи, выдѣлившейся въ цилиндрѣ компрессора, надо затратить въ $\frac{1}{0{,}75.0{,}1} = 13{,}3$ раза больше теплоты подъ котломъ. Такимъ образомъ ясно, что повышеніе пирометрическаго дутья при помощи сжатія обходится очень дорого. Поэтому много выгоднѣе по возможности ближе держаться изотермическаго сжатія и повышать пирометрическій эффектъ дутья прямымъ подогрѣваніемъ его въ приборахъ вродѣ коуперовъ или другихъ, которые имѣютъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія все таки около 50—60%.

Такимъ образомъ ясно, что на практикѣ нужно во всѣхъ случаяхъ въ компрессорѣ стремиться получить сжатіе близкое къ изотермическому и что именно этотъ послѣдній процессъ и слѣдуетъ принимать за основной.

Изъ этого, конечно, не слѣдуетъ что во всѣхъ случаяхъ надо обязательно примѣнять искусственное охлажденіе компрессора, т. к. при малыхъ уже степеняхъ сжатія (вентиляторы, воздуходувки малаго давленія) оно можетъ оказаться просто технически невыгоднымъ. Но тѣмъ не менѣе автору кажется, что для полученія сравнимыхъ результатовъ необходимо во всѣхъ случаяхъ практики пользоваться однимъ и тѣмъ же методомъ, иначе сравненіе полученныхъ при различныхъ опытахъ и машинахъ результатовъ будутъ затруднительны.

Итакъ, за основаніе сжатія слѣдуетъ принимать изотермическій процессъ. Работу сжатія мы при этомъ будемъ обозначать въ дальнѣйшемъ $N_{из}$.

Такъ какъ въ дѣйствительности сжатіе происходитъ по нѣкоторой средней политропѣ, то беря отношеніе работы изотермическаго сжатія къ работѣ дѣйствительнаго сжатія, опредѣленной по индикаторной діаграммѣ компрессора (обозначимъ $N_к$), мы получимъ коэффиціентомъ полезнаго дѣйствія, который назовемъ „коэффиціентомъ полезнаго дѣйствія процесса сжатія“ и обозначимъ черезъ $\eta_{сж}$. Такимъ образомъ

$$\eta_{сж} = \frac{N_{из}}{N_к}$$

Далѣе, для того, чтобы охарактеризовать степень совершенства компрессора, какъ машины, нужно знать затрату силы на его работу, для чего очевидно надо знать дѣйствительную (эффективную) работу его двигателя $N^{дв}_{эф}$. Тогда коэффиціентъ полезнаго дѣйствія компрессора будетъ

$$\eta_к = \frac{N^{к}_{из}}{N^{дв}_{эф}}$$

На практикѣ такое опредѣленіе работы, затраченной на приведеніе въ движеніе компрессора, встрѣчаетъ значительныя затрудненія. Дѣйствительно, мы можемъ имѣть самые разнообразные способы передачи работы двигателя къ компрессору, причемъ и самые двигатели могутъ быть совершенно различны.

Компрессора могутъ быть:

1. Поршневые.
2. Коловратные (съ вращающимися поршнями, типа вент. Рута и др.).
3. Турбинные.

Работа двигателя можетъ къ нимъ передаваться:

1. Непосредственно.
2. Гибкой передачей (ремнемъ, канатомъ, цѣпью и т. п.).
3. Зубчатыми колесами.

Двигатели могутъ быть:

1. Поршневые (паровые, внутренняго сгоранія и т. п.).
2. Турбинные (паровые).
3. Электрическіе.
4. Гидравлическіе и др.

Какъ видно изъ этого перечня на практикѣ можетъ быть весьма большое количество типовъ компрессорныхъ группъ, при которыхъ опредѣленіе дѣйствительной работы, затраченной на приведеніе въ движеніе компрессора можетъ встрѣтить значительныя затрудненія. При этомъ дѣло, очевидно, сводится къ опредѣленію коэффиціента полезнаго дѣйствія двигателя въ томъ или другомъ видѣ. Единственный способъ, который можетъ дать въ большинствѣ случаевъ отвѣтъ, состоитъ въ слѣдующемъ. Опредѣляемъ какимъ бы то ни было образомъ работу двигателя при работѣ на компрессоръ. Напримѣръ, при паровомъ или газовомъ двигателѣ опредѣляемъ индикаторную работу его или же расходъ пара или газа, при паровой турбинѣ расходъ энергіи въ видѣ даннаго количества пара даннаго состоянія, при электрическомъ двигателѣ расходъ тока и т. п. Затѣмъ отцѣпляемъ компрессоръ и, заставляя двигатель работать при тѣхъ же условіяхъ на тормазъ, опредѣляемъ дѣйствительную развитую имъ работу при тѣхъ же условіяхъ, какъ и при работѣ на компрессоръ.

Такимъ образомъ мы будемъ знать независимо отъ рода двигателя число лошад. силъ $N_{эф}^{дв}$, развитое двигателемъ при работѣ на компрессоръ.

Если двигатель работаетъ на послѣдній непосредственно, то это будетъ одновременно и число лош. силъ, полученное компрессоромъ. Если же между двигателемъ и компрессоромъ имѣется передача, то дѣло осложняется тѣмъ, что послѣдняя беретъ на свое движеніе нѣкоторое количество работы. Однако мы и въ этомъ случаѣ можемъ принять за $N_{эф}^{дв}$, то число лошадиныхъ силъ, которое развито двигателемъ при тормаженіи, относя передачу къ самому компрессору, а не къ двигателю. Этого можно было бы избѣжать, опредѣляя коэффиціентъ полезнаго дѣйствія передачи, но такое опредѣленіе требуетъ тормаженіе двигателя черезъ передачу, т. е. на главномъ валу компрессора, что уже много сложнѣе и менѣе точно, чѣмъ тормаженіе одного двигателя.

Опредѣливъ такимъ образомъ $N_{эф}^{дв}$ мы получаемъ коэффиціентъ пол. дѣйствія компрессора

$$\eta_{ik} = \frac{N_{из}^{k}}{N_{эф}^{дв}}$$

Опредѣленіе этого коэффиціента даетъ возможность легко и точно сравнивать между собой всѣ компрессора, несмотря на все ихъ разнообразіе, какъ напримѣръ, турбинные и поршневые и т. п., что имѣетъ громадное практическое значеніе.

Однако на практикѣ компрессоръ, какъ машина не отдѣляется обыкновенно отъ двигателя и разсматривается вмѣстѣ съ послѣднимъ, какъ одно цѣлое. Это вполнѣ понятно, т. к. владѣльцу компрессора обыкновенно вовсе не нужно знать, какъ работаетъ только его компрессоръ, какъ таковой, а важно знать, какъ работаетъ вся установка компрессоръ съ двигателемъ и насколько такія компрессорныя установки различнаго типа отличаются другъ отъ друга въ смыслѣ использованія работы. Поэтому для полной характеристики компрессорной группы нужно рядомъ съ коэффиціентомъ пол. дѣйствія компрессора имѣть и однородный коэффиціентъ полезнаго дѣйствія его двигателя.

Но тутъ являются тѣ же практическія затрудненія, которыя имѣютъ мѣсто при испытаніяхъ турбокомпрессоровъ. При поршневомъ двигателѣ легко опредѣлить индикаторную работу двигателя по его индикаторной діаграммѣ. Въ турбинномъ двигателѣ этого нельзя, и приходится довольствоваться измѣреніями расхода пара. Точно также нельзя говорить объ индикаторной работѣ гидравлическаго или электрическаго двигателя. Для цѣлей-же сравненія намъ необходимо пользоваться однимъ и тѣмъ-же методомъ при всѣхъ двигателяхъ.

Если смотрѣть на двигатель, какъ на преобразователь различныхъ видовъ энергіи въ механическую работу, то опредѣленіе индикаторной работы становится ненужнымъ и получается возможность сравнивать между собой всѣ двигатели. Для этого нужно только опредѣлять количество энергіи, израсходо-

ванной двигателемъ. Напримѣръ, при паровой машинѣ или турбинѣ это будетъ расходъ пара даннаго состоянія, зная который мы можемъ опредѣлить количество теплоты, израсходованное двигателемъ. По количеству теплоты можно опредѣлить соотвѣтственную механическую работу, которую могъ бы дать двигатель, если бы онъ могъ всю теплоту перевести въ механическую работу. При двигателѣ электрическомъ это будетъ расходъ тока, который также можетъ быть переведенъ въ механическую работу. Такимъ образомъ, мы получимъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія двигателя при компрессорѣ, совершенно оставляя въ сторонѣ вопросъ объ индикаторной работѣ и т. п., что позволяетъ сравнивать между собой всѣ двигатели—при компрессорахъ. Этимъ способомъ мы получаемъ работу двигателя $N_{эф}^{дв}$, расходующаго данное количество энергіи и имѣющаго отдачу ровную единицѣ, такъ что для двигателя мы получимъ коэффиціентъ пол. дѣйствія въ видѣ выраженія

$$\eta^{дв} = \frac{N_{эф}^{дв}}{N_{эн}^{дв}}$$

Имѣя оба этихъ коэффиціента, получимъ общій коэффиціентъ пол. дѣйствія компрессорной группы въ видѣ произведенія

$$\eta_{об} = \eta^{дв.} \cdot \eta^{k}$$

и такой коэффиціентъ полезнаго дѣйствія намъ позволитъ сравнивать между собой всѣ способы полученія сжатаго газа, несмотря на все ихъ разнообразіе.

Пояснимъ вышеуказанное примѣрами. Возьмемъ сначала опыты надъ компрессоромъ Reavell, результаты которыхъ приведены въ Engineering 5 іюля 1907 г. Этотъ компрессоръ Ривелля состоитъ изъ четырехъ радіально расположенныхъ ступенчатыхъ цилиндровъ, въ каждомъ изъ которыхъ ходитъ ступенчатый поршень, и сжатіе воздуха происходитъ въ каждомъ изъ цилиндровъ въ одну ступень. Компрессоръ непосредственно соединенъ съ электродвигателемъ постояннаго тока, укрѣпленнымъ на одной общей рамѣ съ компрессоромъ. Онъ предназначался для снабженія сжатымъ воздухомъ врубовыхъ машинъ и долженъ устанавливаться въ рудникѣ, причемъ энергія ему доставляется въ видѣ электрическаго тока. При его испытаніяхъ, которыя были проведены не обычно полно, были опредѣлены слѣдующія величины:

I. Компрессоръ.

1. Число оборотовъ компрессора (и двигателя) въ мин.—325.

2. Давленіе воздуха въ пріемникѣ 70 анг. фунт. на кв. дюймъ = 4,9 кгр/квсм.

3. Количество поданнаго въ пріемникъ воздуха въ мин. при 65° Фр. = 13° Ц.—222 кб. фута = 6,3 кбм.

4. Объемъ, описанный поршнями компрессора въ мин.—255 кб. ф. = 7,2 кбм.

II. Двигатель.

5. Сила тока: вольтъ . . . . . 460.
„ „ амперъ . . . . . 68.
6. Мощность двигателя (въ Э. Л. С.) 42.
7. „ „ дѣйствительная 36,9.

По извѣстнымъ формуламъ расходъ силы на сжатіе поданнаго компрессоромъ воздуха до давленія въ пріемникѣ, получаемъ $N_{из}^{k} = 24{,}0$ Л. С.

Такимъ образомъ, имѣемъ отдачу компрессора

$$\eta^{k} = \frac{24{,}0}{36{,}9} = 0{,}65$$

отдачу же двигателя

$$\eta^{дв} = \frac{N_{эф}^{дв}}{N_{эн}^{дв}} = \frac{36{,}9}{42} = 0{,}88$$

такъ что общій коэффиціентъ пол. дѣйствія компрессорной группы въ данномъ случаѣ получается равнымъ

$$\eta_{об} = \eta_{k} \cdot \eta_{дв} = 0{,}65 \cdot 0{,}88 = 0{,}57.$$

Попутно отмѣтимъ, что объемный коэффиціентъ пол. дѣйствія этого компрессора (дѣйствительный, т. е. опредѣленный дѣйствительнымъ измѣреніемъ количества поданнаго воздуха, а не по индикаторной діаграммѣ) получится равнымъ

$$\eta_{об}^{k} = \frac{6{,}3}{7{,}2} = 0{,}875.$$

что надо признать довольно большой цифрой для быстроходнаго маленькаго компрессора.

Для цѣлей сравненія приведемъ еще одинъ примѣръ. Возьмемъ турбокомпрессоръ, работающій отъ паровой турбины. Возьмемъ опыты надъ турбокомпрессоромъ Рато, произведенные на заводѣ Браунъ, Бовери и К° въ Баденѣ въ 1906 г.[1]). Компрессоръ вращался паровой турбиной, которая была подвергнута отдѣльнымъ испытаніямъ для опредѣленія ея коэффиціента пол. дѣйствія.

I. Компрессоръ.

1. Давленіе воздуха въ пріемникѣ . 3,75 кгр/кв см
2. Подача воздуха въ минуту . . . 51,36 кбм.

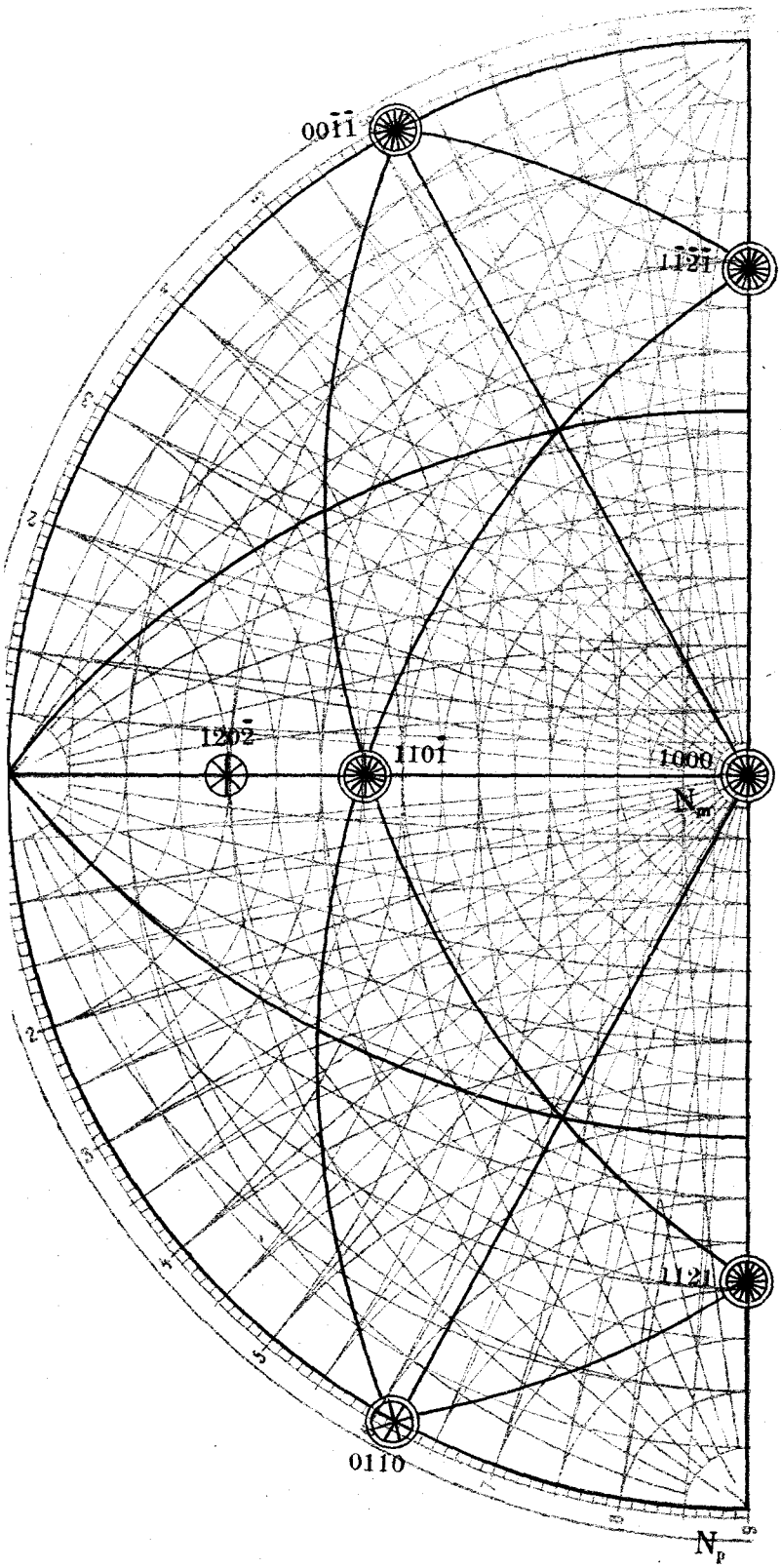
II. Двигатель.

3. Работа теорет. пара $N_{эн}^{дв} = 2150$ Л. С.

4. Дѣйств. работа турбины $N_{эф}^{дв} = 294$ Л. С.

[1]) Zeitschrift für das gesamte Turbin enwesen, 1907, Heft 36. Также Revue de Metallurgie, 1907 août.

Къ статьѣ К. В. Толстопятова.



Скорость вращенія группы была равна 4470 обор. въ мин. Работа на изотермическое сжатіе воздуха до 3,75 кгр/ кв см и 0,856 кбм/сек. будетъ равна

$$N_{из}^{k} = 178 \text{ Л. С.}$$

такъ что коэффиціентъ пол. дѣйствія компрессора получается

$$\eta^{k} = \frac{178}{294} = 0{,}61,$$

соотвѣтственная же тепловая отдача двигателя равняется

$$\eta^{дв} = \frac{294}{2150} = 0{,}14,$$

такъ что общая отдача группы получается равной

$$\eta_{об} = 0{,}61 \cdot 0{,}14 = 0{,}09.$$

Сопоставляя между собой общіе коэффиціенты пол. дѣйствія группъ, получаемъ таблицу

Компрессоры.	$\eta_{к}$	$\eta_{дв}$	$\eta_{об}$
Reavell	0,65	0,88	0,57
Rateau	0,61	0,14	0,09

Мы видимъ, что если бы мы руководились при сравненіи этихъ компрессоровъ только общимъ коэффиціентомъ пол. дѣйствія, то цифры получаются настолько разнообразными, что дѣлать изъ нихъ какіе либо выводы затруднительно.

Всѣ компрессора, соединяемые съ тепловыми двигателями были бы приэтомъ въ чрезвычайно невыгодныхъ условіяхъ сравненія, т. к. тепловые двигатели вообще преобразуютъ меньшій процентъ энергіи въ механическую работу, чѣмъ всѣ другіе двигатели, какъ напримѣръ электрическіе, гидравлическіе и т. п. Максимальный тепловой коэффиціентъ полезнаго дѣйствія изъ тепловыхъ двигателей даетъ двигатель Дизеля, именно до 33%, тогда какъ плохой электромоторъ даетъ 80% пол. дѣйствія. Поэтому для характеристики данной компрессорной группы чрезвычайно важно приводить не только общій коэффиціентъ пол. дѣйствія, а одновременно и коэффиціентъ полезнаго дѣйствія самого компрессора.

Такимъ образомъ ясно, что безъ опредѣленія дѣйствительной затраты на валу компрессоровъ обойтись совершенно нельзя, несмотря на всю практическую трудность соотвѣтствующихъ опытовъ, т. к. иначе нельзя сравнивать между собой всѣ существующіе типы компрессоровъ.