МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ ІНСТИТУТ

Кафедра «Автомобільний транспорт»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ АВТОМОБІЛЯ З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОМОБІЛІ» (ДЛЯ СТУДЕНТІВ НАПРЯМУ ПІДГОТОВКИ 6.070106 «АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»)

4/10-2013-5

Горлівка — 2012

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ ІНСТИТУТ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор АДІ ДонНТУ
М. М. Чальцев
02.04.2012

Кафедра «Автомобільний транспорт»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ АВТОМОБІЛЯ З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОМОБІЛІ» (ДЛЯ СТУДЕНТІВ НАПРЯМУ ПІДГОТОВКИ 6.070106 «АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»)

4/10-2013-5

РЕКОМЕНДОВАНО

Протокол засідання Навчально-методичної комісії факультету «Автомобільний транспорт»
21.02.2012 №6

РЕКОМЕНДОВАНО

Протокол засідання кафедри «Автомобілі і двигуни»
16.02.2012 №4

Горлівка — 2013

УДК 629.016 (076)

Методичні вказівки до виконання тягового розрахунку автомобіля з дисципліни «Автомобілі» (для студентів напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт») [Електронний ресурс] / укладачі В.Г. Цокур, А.В. Хімченко. — Електрон. дані. — Горлівка: ДВНЗ «ДонНТУ» АДІ, 2012. — 33 с.

Методичні вказівки містять методику виконання тягового розрахунку, розрахункові залежності та приклади оформлення таблиць і графіків, що будуються за результатами розрахунку.

Тяговий розрахунок виконується студентами денної та заочної форми навчання на практичних заняттях, при виконанні контрольної роботи, а також при курсовому та дипломному проектуванні.

Укладачі: Цокур В.Г., к.т.н., доц.
Хімченко А.В., к.т.н., доц.

Відповідальний за випуск: Міщенко М.І., д.т.н., проф.

Рецензент: Вороніна І.Ф., к.т.н., доц.

© Державний вищий навчальний заклад
«Донецький національний технічний університет»
Автомобільно-дорожній інститут, 2012

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ 4
ВСТУП 6
1 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК 8
1.1 Вибір прототипу та компонувальної схеми АТЗ 8
1.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна проектованого АТЗ 9
1.3 Побудова графіка силового балансу 15
1.4 Побудова графіка динамічної характеристики 21
1.5 Побудова графіка прискорень 21
1.6 Побудова графіка величини, зворотних прискоренням 22
1.7 Побудова графіків часу та шляху розгону АТЗ 22
1.8 Побудова графіка балансу потужності 25
2 ПОБУДОВА ГРАФІКА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ 27
3 ВИКОНАННЯ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПЕОМ 30
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 33

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АТЗ — автотранспортний засіб;
ЗШХ — зовнішня швидкісна характеристика двигуна;
ПЕХ — паливно-економічна характеристика;
ККД — коефіцієнт корисної дії;
$\lambda_{ст}$ — коефіцієнт, що враховує зминання шини;
a, b, c — коефіцієнти формули Лейдермана;
B — колія проектованого АТЗ;
$B_Г$ — габаритна ширина проектованого АТЗ;
C_x — коефіцієнт аеродинамічного опору;
D — динамічний фактор;
$D_{max}^{вп}$ — максимальний динамічний фактор на вищій передачі.
d — посадочний діаметр шини;
g — прискорення вільного падіння;
$g_{e\,min}$ — мінімальна питома витрата палива;
g_{eN} — номінальна питома витрата палива;
$G_{вв}$ — вага, що припадає на ведучі колеса.
F — лобова площа АТЗ;
$\sum_{i=1}^{n} F_i$ — площа під кривою $1/j_a = f(V_a)$ або $t_p = f(V_a)$;
H — розмір профілю шини заввишки;
$H_Г$ — габаритна висота проектованого АТЗ;
j_a — прискорення АТЗ;
$K_п$ — коефіцієнт опору повітряного середовища;
$k_и$ — коефіцієнт, що враховує залежність питомої витрати палива від навантаження двигуна;
$k_{об}$ — коефіцієнт, що враховує залежність питомої витрати палива від обертів колінчастого валу двигуна;
m — номер передачі;
$m_л$ — вага однієї людини: пасажира або члена екіпажу;
m_0 — власна маса проектованого АТЗ;
m_a — повна маса АТЗ;
$m_в$ — надана вантажопідйомність проектованого АТЗ;
$m_б$ — вага багажу однієї людини;
$M_к$ — обертаючий момент двигуна;
N_e — потужність двигуна;
$N_{eν}$ — потужність двигуна проектованого АТЗ, що відповідає максимальній швидкості руху;

$N_д$ — потужність, яка витрачається на подолання дорожнього опору;

$N_і$ — потужність, яка може бути витрачена на прискорення;

$N_к$ — потужність, яка підведена до ведучих коліс АТЗ;

$N_п$ — потужність, яка витрачається на подолання опору повітряного середовища;

n — число ступенів коробки передач;

n_N — частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності;

$n_к$ — частота обертання колінчастого валу двигуна;

$n_{кv}$ — частота обертання колінчастого валу двигуна, яка відповідає максимальній швидкості руху АТЗ;

$n_{ек}$ — чисельність екіпажу;

$P_т$ — тягова сила на ведучих колесах;

$P_д$ — сила сумарного опору дороги;

$P_і$ — сила опору розгону;

$P_п$ — сила опору повітряного середовища;

Q_S — витрата палива на 100 км;

$r_д$ — динамічний радіус колеса;

t — температура оточуючого повітря;

$t_р$ — час розгону АТЗ;

V_{max} — максимальна швидкість руху АТЗ;

$U_г$ — передаточне число головної передачі;

$U_д$ — передаточне число додаткової коробки;

$U_{дн}$ — передаточне число роздавальної коробки на нижчій передачі;

$U_{кп}$ — передаточне число коробки передач;

$U_{кпm}$ — передаточне число проміжної передачі коробки передач проектованого АТЗ;

$U_{кпв}$ — передаточне число вищої передачі коробки передач проектованого АТЗ;

$\delta_{об}$ — коефіцієнт врахування впливу мас, що обертаються;

φ_x — коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

$\mu_{1/ja}$ — масштаб величин, зворотних прискоренням;

μ_t — масштаб часу;

μ_v — масштаб швидкості;

ρ — щільність оточуючого повітря;

$\rho_п$ — питома вага палива;

ψ — коефіцієнт сумарного опору дороги;

ψ_v — коефіцієнт сумарного опору дороги при максимальній швидкості руху АТЗ;

$\eta_{тр}$ — коефіцієнт корисної дії трансмісії АТЗ;

u — коефіцієнт використання потужності двигуна.

ВСТУП

Тяговий розрахунок виконується студентами денної та заочної форми навчання освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за напрямом підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт» з метою засвоєння дисципліни «Автомобілі» у розділі «Теорія експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів» та при виконанні курсового проекту з дисципліни «Автомобілі» у розділі «Робочі процеси та основи розрахунку автотранспортних засобів».

Тяговий розрахунок є найважливішим елементом інженерної методики проектування автотранспортних засобів (АТЗ). Він дає змогу оцінити потенційні тягово-швидкісні властивості та паливну економічність АТЗ для різноманітних умов експлуатації, та визначити навантажувальні режими вузлів і агрегатів шасі.

Варіант завдання обирається за відповідними таблицями, які знаходяться на кафедрі та в читальному залі бібліотеки. Роботи, виконані не за варіантом, рецензуванню не підлягають.

Тяговий розрахунок АТЗ виконується на підставі вихідних даних, які можуть бути розподілені на дві групи: дані, що надаються згідно варіанта, і дані, що приймаються студентом в ході виконання розрахунку.

Згідно варіанта надаються, наступні вихідні дані:

1. Тип автомобіля — легковий, вантажний або автобус.
2. Тип двигуна — бензиновий або дизельний.
3. Тип прохідності — звичайна або підвищена.
4. Пасажиромісткість або вантажопідйомність.
5. Максимальна швидкість руху АТЗ.
6. Максимальне значення сумарного коефіцієнту опору дороги (для АТЗ підвищеної прохідності не надається).
7. Значення сумарного коефіцієнту опору дороги при максимальній швидкості руху АТЗ.
8. Мінімальна швидкість руху (для звичайних АТЗ не надається).

В ході виконання тягового розрахунку студент задає або розраховує наступні параметри АТЗ:

1. Повну масу АТЗ.
2. Значення коефіцієнтів формули Лейдермана.
3. Розмір шин і статичний радіус колеса.
4. Коефіцієнт опору повітряного середовища.
5. Лобову площу АТЗ.
6. Коефіцієнт корисної дії трансмісії АТЗ тощо.

У процесі виконання тягового розрахунку повинні бути побудовані наступні графічні залежності:

а) зовнішня швидкісна характеристика двигуна (ЗШХ);

б) графік силового балансу;

в) динамічна характеристика;

г) графік прискорень;

д) графік величин, зворотних прискоренням;

е) графіки часу й шляху розгону;

ж) графік балансу потужностей;

з) паливно-економічна характеристика.

Розрахунково-пояснювальна записка має бути виконана у відповідності до ДСТУ 3008-95 «Документація. Звіти в сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення» [1].

Розрахункові графіки виконують на аркушах формату А4 білого або міліметрового паперу, та розміщують по тексту або у додатку.

У пояснювальній записці повинні бути наведені розрахункові формули, розрахунки, таблиці, що використовуються для побудови графіків, пояснення методики розрахунку, стислі висновки, приклад розрахунку однієї точки всіх графіків для обраних студентом обертів колінчастого валу.

Викладення пояснювальної записки повинно бути стислим, влучним і виконаним літературною мовою.

Тяговий розрахунок і розрахунок паливно-економічної характеристики автотранспортного засобу (далі тяговий розрахунок) може бути виконаний з використанням і без використання програмного забезпечення «Тяговий розрахунок АТЗ».

Студент, який виконує тяговий розрахунок без використання програмного забезпечення «Тяговий розрахунок АТЗ», реалізує алгоритм розрахунків, що викладений в розділах 1 і 2 посібника, та наводить в пояснювальній записці отримані результати в табличному вигляді.

Рекомендації для використання програмного забезпечення «Тяговий розрахунок АТЗ» наведені в розділі 3.

1 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК

Тяговий розрахунок АТЗ є класичним графоаналітичним методом вирішення рівнянь силового та потужносного балансу. Його загальну методику наведено в різних підручниках та посібниках [2, 3, 4, 5] та викладено з урахуванням особливостей конструкцій автомобілів в залежності від часу видання та пріоритетів авторів.

При вивченні дисципліни «Автомобілі» тяговий розрахунок виконується для одиночного автомобіля з механічною трансмісією.

1.1 Вибір прототипу та компонувальної схеми АТЗ

Оскільки тяговий розрахунок може виконуватись коли ще не здійснена конструктивна розробка проектованого АТЗ, виникає необхідність в попередньому виборі окремих конструктивних параметрів. До них відносяться габаритні розміри кузову, компонувальна схема трансмісії, радіус колеса та ін. Для вибору цих параметрів, проектувальник орієнтується на існуючі конструкції, що аналогічні по вантажопідйомності або місткості та обирає «прототип» (аналог). При цьому «прототип» не є одна, фіксована для тягового розрахунку модель, а можливо й декілька різних моделей, окремі параметри яких близькі до аналогічних параметрів проектованого АТЗ. У подальшому, конструктивні параметри «прототипу» використовуються проектувальником в тяговому розрахунку. Слід відзначити, що конструктивні параметри прототипу можуть змінюватися з урахуванням завдань вдосконалення конструкції проектованого АТЗ. Іншими словами, габаритні розміри, власна маса, ваговий стан та інші параметри проектованого АТЗ можуть обґрунтовано відрізнятися від аналогічних параметрів «прототипу».

Для вибору прототипу можуть бути використані чисельні довідники, наприклад [6, 7], та інформація, що розташована в Інтернеті.

У результаті аналізу існуючих конструкцій, з позицій отриманих вихідних даних, студенти розробляють компонувальну схему проектованого АТЗ (рис. 1.1), де позначають основні параметри та вказують параметри профільної прохідності. У текстовій частині цього розділу наводять відомості про припустиме влаштування трансмісії й інших елементів шасі, обов'язково вказують місце розташування двигуна та ведучих коліс. Виконуючи компонувальну схему АТЗ в певному масштабі, проектувальник має змогу обґрунтувати ступінь відмінності власної ваги проектованого АТЗ від власної ваги аналога шляхом зміни кількості місць для посадки пасажирів або розмірів платформи для перевезення вантажів. Слід мати на увазі, що власна вага транспортного засобу приблизно пропорційна його об`єму в просторі, який розрахований по габаритним розмірам транспортного засобу.

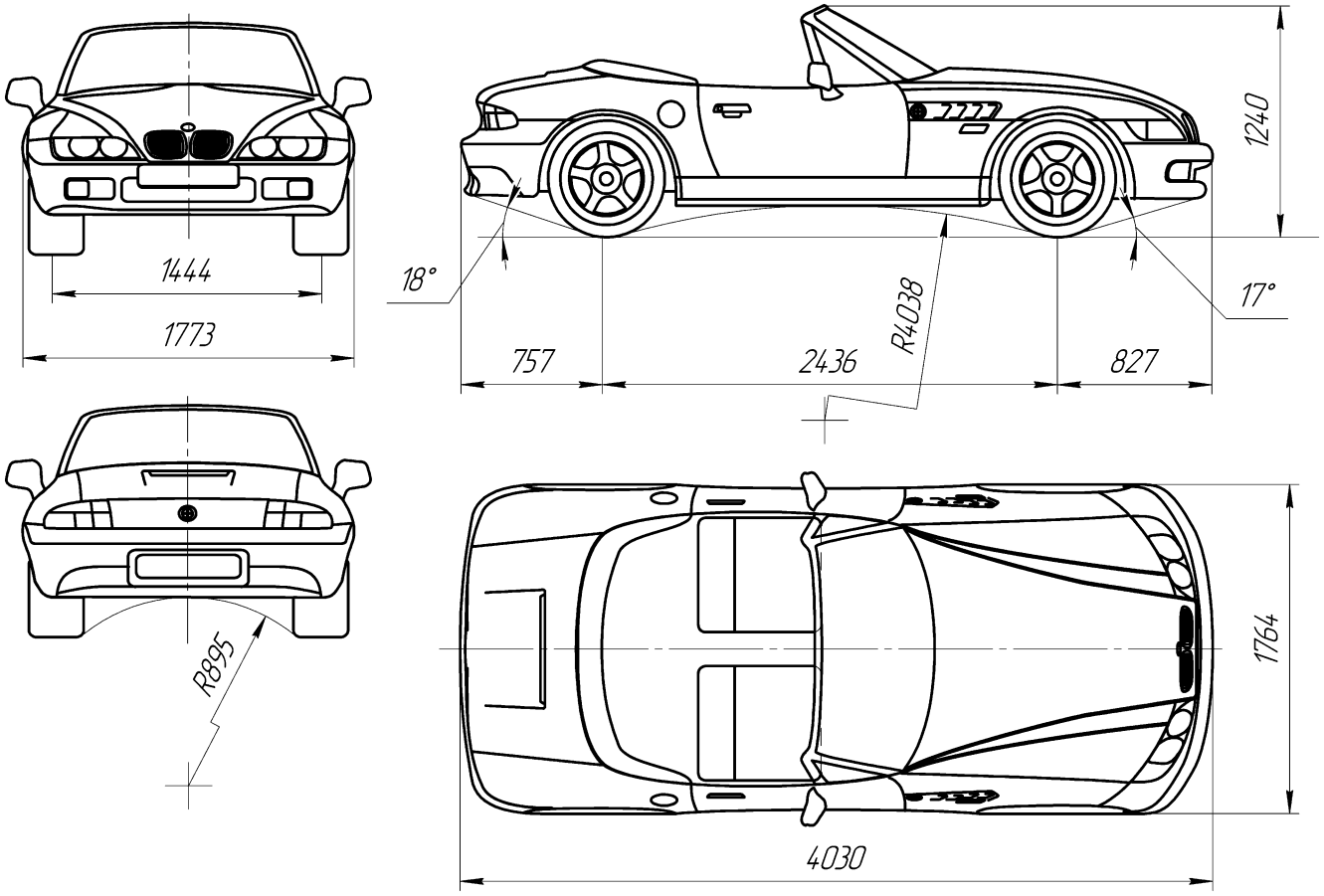


Рисунок 1.1 — Компонувальна схема проектованого автомобіля

1.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна проектованого АТЗ

На підставі вихідних даних із залежності балансу потужності АТЗ визначається потужність двигуна N_{ev} при максимальній швидкості руху:

$$N_{ev} = \frac{m_a g \psi_v V_{max} + K_п F V_{max}^3}{1000 \eta_{тр}}, \text{ кВт}, \qquad (1.1)$$

де m_a — повна маса АТЗ, кг;

g — прискорення сили тяжіння, м/с^2;

ψ_v — коефіцієнт сумарного опору дороги при максимальній швидкості руху АТЗ;

V_{max} — максимальна швидкість руху АТЗ, м/с;

$K_п$ — коефіцієнт опору повітряного середовища, Н·с^2/м^4;

F — лобова площа АТЗ, м^2;

$\eta_{тр}$ — коефіцієнт корисної дії трансмісії АТЗ.

Повна маса вантажного АТЗ визначається за залежністю

$$m_а = m_0 + m_в + n_{ек}(m_л + m_б), \text{ кг}, \quad (1.2)$$

де m_0 — власна маса проектованого АТЗ, кг. Орієнтовно її призначають виходячи з власної маси автомобіля, прийнятого за «прототип», при цьому враховують особливості, які відрізняють проектований АТЗ від «прототипу», пояснюючи деяке зниження або збільшення власної маси по відношенню до «прототипу»;

$m_в$ — надана вантажопідйомність проектованого АТЗ, кг;

$n_{ек}$ — чисельність екіпажу, чол;

$m_л$ — вага однієї людини (пасажир або член екіпажу), кг. Приймається приблизно 70…75 кг;

$m_б$ — вага багажу однієї людини, кг (приймається від 5 кг і більше з огляду на транспортні умови та призначення вантажного або пасажирського автомобіля).

Повна маса легковика або автобуса визначається за залежністю

$$m_а = m_0 + (n + n_{ек})(m_п + m_б), \text{ кг}, \quad (1.3)$$

де n — місткість, чол. Для легковика, n враховує водія, для автобуса — не враховує чисельність екіпажу.

При розрахунку повної маси легковика по формулі (1.3) вважають $n_{ек} = 0$.

Для вантажопасажирських АТЗ враховують масу пасажирів без багажу та вантажопідйомність проектованого АТЗ:

$$m_а = m_0 + nm_п + m_в. \quad (1.4)$$

Коефіцієнт $K_п$ опору повітряного середовища може бути знайдений за залежністю (1.5)

$$K_п = C_x \frac{\rho}{2}, \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}, \quad (1.5)$$

де C_x — коефіцієнт аеродинамічного опору;

ρ — щільність оточуючого повітря, кг/м^3.

Для температури оточуючого повітря t = 20 °С при нормальному атмосферному тиску (101325 Па) ρ = 1,204 кг/м^3.

Щільність оточуючого повітря для іншої температури можна розраховувати за залежністю (1.6):

$$\rho = \frac{101325}{287\left(273{,}15 + t\right)}, \text{ кг/м}^3, \qquad (1.6)$$

де 287 — характеристична газова стала (константа), кДж/(кг·К);

101325 — атмосферний тиск при нормальних фізичних умовах, Па;

273,15 К — подвійна точка води: температура за шкалою Кельвіна, що прийнята за 0 °С;

t — температура оточуючого повітря, °С.

При виконанні тягового розрахунку, в залежності від типу АТЗ, доцільно обирати наступні значення C_x [2, 8, 9]:

Тип АТЗ	C_x	Тип АТЗ	C_x
Автобуси:		**Вантажні автомобілі**:	
капотної компоновки	0,34…0,90;	бортові	0,90…1,15;
вагонної компоновки	0,36…0,75;	з кузовом фургоном	0,80…1,00;
Спортивні	0,20…0,30;	автоцистерни	0,90…1,10;
Легковики	0,23…0,35;	автопоїзди	1,40…1,55.

Лобова площа проектованого АТЗ може бути визначена з компонувальної схеми, що виконана у відповідному масштабі або орієнтовно підраховується за допомогою наступних емпіричних формул для:

легковиків	$F = 0{,}8B_Г H_Г$, м^2;
автопоїздів	$F = BH_Г$, м^2;
вантажних АТЗ	$F = BH_Г$, м^2;
автобусів	$F = B_Г H_Г$, м^2,

де B — колія проектованого АТЗ, м;

$B_Г$ — габаритна ширина проектованого АТЗ, м;

$H_Г$ — габаритна висота проектованого АТЗ, м.

Параметри B, $B_Г$, $H_Г$ — призначаються з урахуванням існуючих конструкцій і обґрунтовуються проектантом.

Рекомендовані наступні значення коефіцієнту корисної дії (ККД) трансмісії проектованих АТЗ [2, 5]:

для легкових АТЗ.....$\eta_{тр} = 0{,}92$;

вантажних двовісних АТЗ з одинарною головною передачею.....$\eta_{тр} = 0{,}90$;

вантажних двовісних АТЗ з подвійною головною передачею ..... $\eta_{тр} = 0{,}88$;
вантажних тривісних АТЗ з двома ведучими осями ..... $\eta_{тр} = 0{,}84$;
автобусів двовісних ..... $\eta_{тр} = 0{,}88…0{,}9$;
автобусів тривісних ..... $\eta_{тр} = 0{,}84$;
повно привідних легкових АТЗ ..... $\eta_{тр} = 0{,}86$;
повно привідних вантажних АТЗ і автобусів ..... $\eta_{тр} = 0{,}8$.

Максимальну потужність N_{emax} двигуна проектованого АТЗ можна знайти по потужності N_{ev}, яка необхідна для руху проектованого АТЗ з заданою максимальною швидкістю. Методика визначення N_{emax} і побудови зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) бензинових двигунів без обмежувача (легкові АТЗ і автобуси на базі легкових АТЗ) відрізняється від методики визначення N_{emax} і побудови зовнішньої швидкісної характеристики бензинових двигунів з обмежувачем (вантажні АТЗ і автобуси великої й середньої вантажопідйомності та місткості відповідно) і дизелів (важкі вантажні АТЗ і автобуси особливо великої місткості та легковики).

Розглянемо побудову ЗШХ для бензинового двигуна без обмежувача.

Загальне рівняння кривої $N_e = f(n_к)$ ЗШХ двигуна внутрішнього згоряння з достатнім ступенем влучності відбивається формулою Р. С. Лейдермана:

$$N_e = N_{emax}\left[a\frac{n_к}{n_N} + b\left(\frac{n_к}{n_N}\right)^2 - c\left(\frac{n_к}{n_N}\right)^3\right], \qquad (1.7)$$

де N_e, $n_к$ — відповідно потужність двигуна (кВт) і частота обертання колінчастого валу двигуна (хв$^{-1}$) для вільної точки кривої;

n_N — частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності, хв$^{-1}$;

a, b, c — коефіцієнти формули Лейдермана (обираються студентом з джерела [10]).

Величинами n_N і n_{min} слід задаватися обґрунтувавши їх, виходячи з тенденції розвитку сучасних двигунів. Означені частоти обертання колінчастого валу двигуна проектованого АТЗ можна вибирати в наступних межах:

– для бензинових двигунів легковиків $n_N = 4000…7000$ хв$^{-1}$ і $n_{min} = 1000…1500$ хв$^{-1}$;

– для бензинових двигунів вантажних АТЗ і автобусів $n_N = 3000…4500$ хв$^{-1}$ і $n_{min} = 1000…1100$ хв$^{-1}$;

– для дизельних двигунів легковиків $n_N = 3500…4500$ хв$^{-1}$ і $n_{min} = 900…1100$ хв$^{-1}$;

– для дизельних двигунів вантажівок $n_N = 1900…3200$ хв$^{-1}$ і $n_{min} = 800…1000$ хв$^{-1}$;

Максимальну потужність $N_{e\,max}$ можна визначити, якщо в рівнянні (1.7) замість N_e і $n_к$ відповідно вважати N_{ev} і $n_{кv}$.

$$N_{e\max} = \frac{N_{ev}}{a\frac{n_{кv}}{n_N} + b\left(\frac{n_{кv}}{n_N}\right)^2 - c\left(\frac{n_{кv}}{n_N}\right)^3}, \text{ кВт}, \tag{1.8}$$

де $n_{кv}$ — частота обертання колінчастого валу двигуна, яка відповідає максимальній швидкості руху АТЗ, хв$^{-1}$.

Величина $n_{кv}$ — визначається співвідношенням $n_{кv}/n_N = 1{,}1\ldots1{,}25$.

Використовуючи рівняння (1.7), визначають координати шести — восьми точок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна $N_e = f(n_к)$, і за допомогою рівняння

$$M_e = 9550\frac{N_e}{n_к}, \text{ Н·м} \tag{1.9}$$

знаходять відповідні значення обертаючого моменту двигуна. Тут N_e вимірюється в кВт, а $n_к$ у хв$^{-1}$.

Студентам, що ведуть розрахунок без використання програмного забезпечення «Тяговий розрахунок АТЗ», доцільно наводити результати розрахунків ЗШХ за формою згідно (табл. 1.1). Якщо для розрахунків використовується ЕОМ, то додається роздруківка результатів (за текстом або у додатку).

Таблиця 1.1 — Результати розрахунку ЗШХ

$n_к$	хв$^{-1}$	$n_{к1}$	$n_{к2}$	…	$n_{коб}$	$n_{кv}$
N_e	кВт	N_{e1}	N_{e2}	…	$N_{eоб}$	N_{ev}
M_e	Н·м	M_{e1}	M_{e2}	…	$M_{eоб}$	M_{ev}

За даними таблиці 1.1 будують зовнішню швидкісну характеристику двигуна (рис. 1.2, 1.3).

Для двигунів з обмежувачем (бензинових і дизельних), з метою забезпечення приємістості, потужність двигуна при частоті спрацьовування обмежувача $n_{коб}$ береться на 20...30 % більше, ніж потужність при максимальній швидкості, тобто:

$$N_{eоб} = (1{,}2\ldots1{,}3)N_{ev}. \tag{1.10}$$

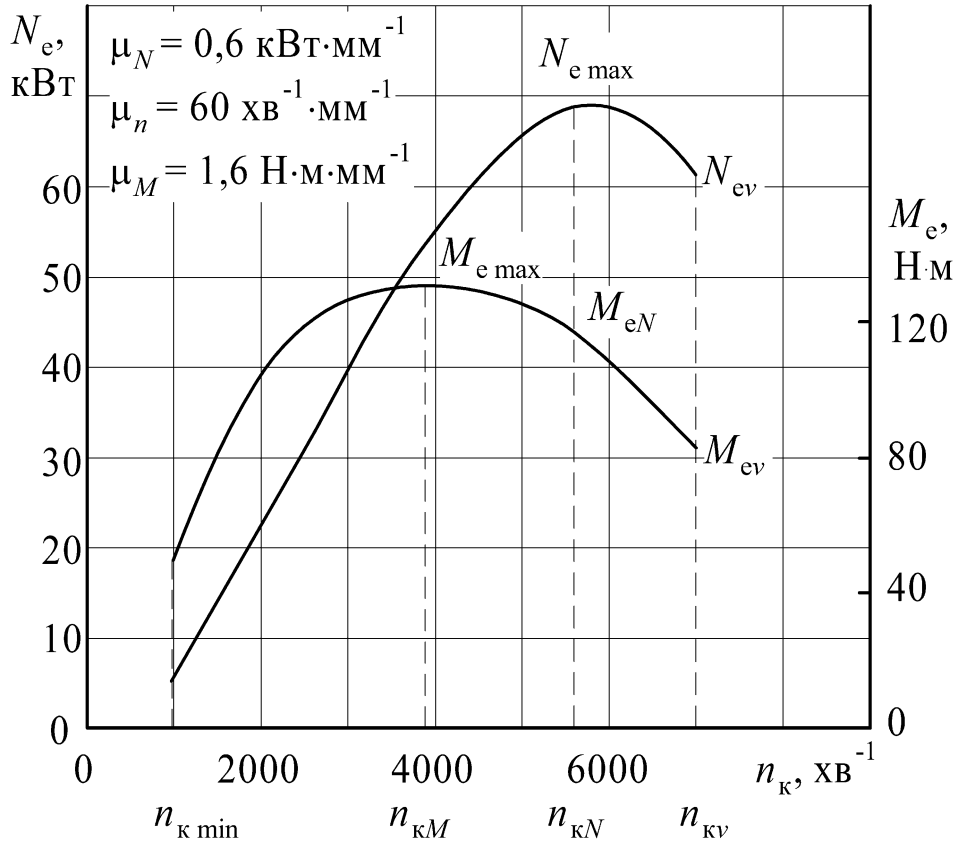


Рисунок 1.2 — Зовнішня швидкісна характеристика двигуна без обмежувача

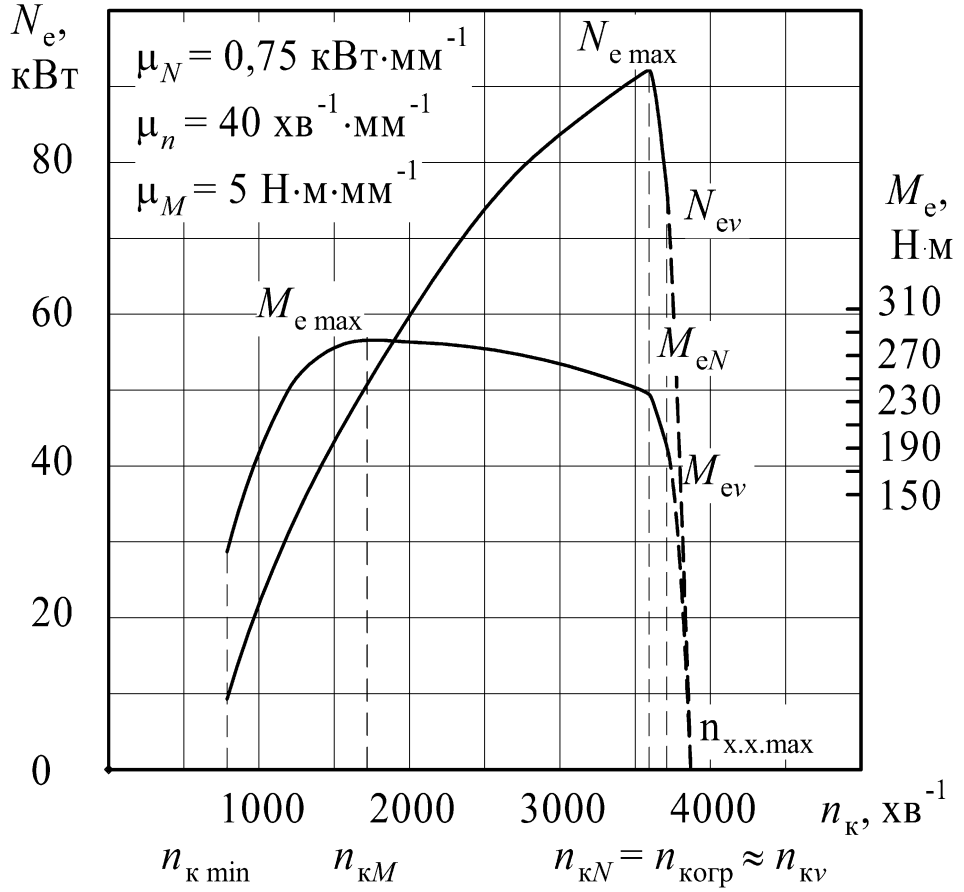


Рисунок 1.3 — Зовнішня швидкісна характеристика двигуна з обмежувачем

Для зменшення зносу деталей двигуна витримують наступне співвідношення

$$n_{\text{коб}} = (0{,}8...1)n_N . \tag{1.11}$$

Користуючись співвідношеннями (1.8) і (1.10), за рівнянням Р. С. Лейдермана знаходимо максимальну потужність двигуна з обмежувачем, як бензинового, так і дизельного (див. рис. 1.3). Таким чином,

$$N_{e\max} = \frac{N_{\text{еоб}}}{a\frac{n_{\text{коб}}}{n_N} + b\left(\frac{n_{\text{коб}}}{n_N}\right)^2 - c\left(\frac{n_{\text{коб}}}{n_N}\right)^3}. \tag{1.12}$$

Подальший розрахунок ЗШХ для двигуна з обмежувачем ведуть так само, як наведено вище.

При побудові ЗШХ двигуна з обмежувачем, як бензинового, так і дизельного, криві потужності й обертаючого моменту, відповідні спрацьовуванню обмежувача, можна побудувати враховуючи, що $n_{\text{х.х.max}}$ складає 1,04…1,07 від n_N, а залежність мало відрізняється від прямої. Таким чином, за знайденим раніше значенням N_{ev}, відзначеним на регулювальній гілці ЗШХ, знаходять значення n_{kv}.

Для спрощення, при виконанні тягового розрахунку регулювальні гілки можна будувати у вигляді вертикальних прямих, тобто приймати $n_{\text{коб}} = n_{kv}$. На графіках тягового розрахунку слід позначити всі графічні залежності й навести масштабні коефіцієнти (див. рис. 1.2, 1.3).

Масштабний коефіцієнт вказує яка кількість параметру, що вимірюється шкалою, міститься в одиниці довжини шкали.

1.3 Побудова графіка силового балансу

Рівняння силового балансу має вигляд:

$$P_{\text{т}} = P_{\text{д}} + P_{\text{п}} + P_{\text{і}}, \tag{1.13}$$

де $P_{\text{т}}$ — тягова сила на ведучих колесах, Н;

$P_{\text{д}}$ — сила сумарного опору дороги, Н;

$P_{\text{п}}$ — сила опору повітряного середовища, Н;

$P_{\text{і}}$ — сила опору розгону, Н.

Графік силового балансу АТЗ являє собою графічну залежність сил, що входять в рівняння (1.13), від швидкості руху АТЗ (рис. 1.4).

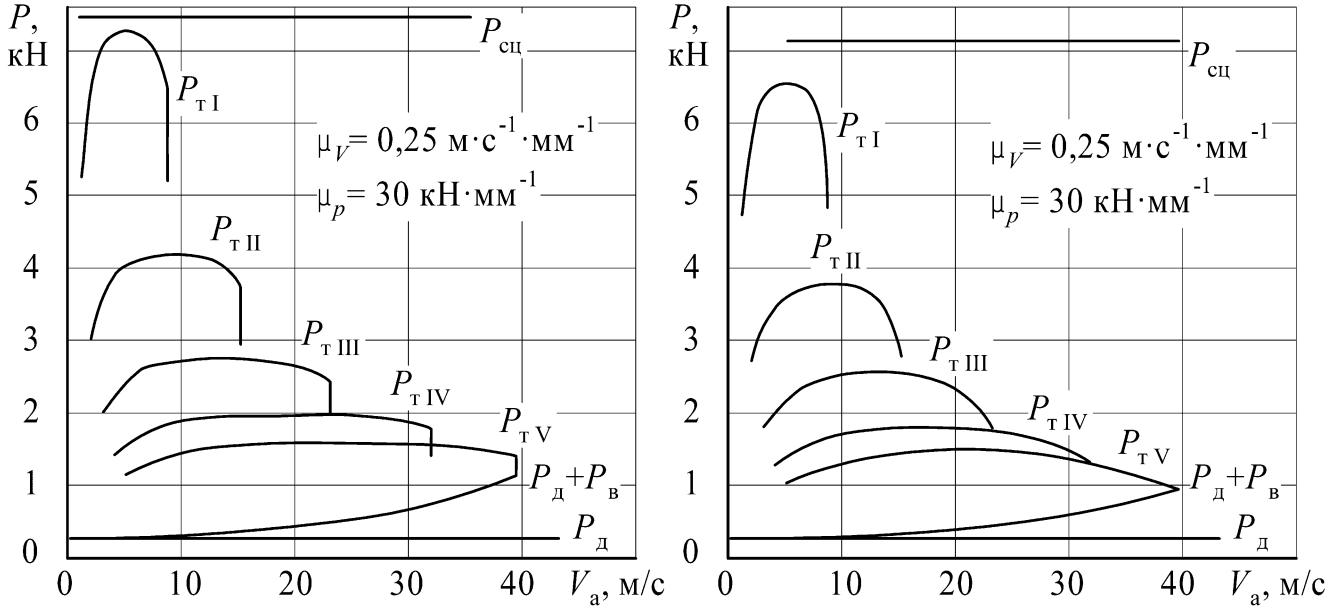


Рисунок 1.4 — Графік силового балансу для АТЗ, що мають двигуни з обмежувачем обертів або без нього

На графік також наносять силу зчеплення ведучих коліс з дорогою, що може бути знайдена за залежністю

$$P_{сц} = \varphi_x G_{вв}, \text{ Н},$$

де φ_x — коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою. У розрахунку може бути прийнятий 0,7…0,9;

$G_{вв}$ — вага, що припадає на ведучі колеса, з урахуванням можливого перерозподілу мас, Н.

Тягова сила на ведучих колесах

$$P_т = \frac{M_к U_{кп} U_г U_д \eta_{тр}}{r_д}, \text{ Н}, \qquad (1.14)$$

де $M_к$ — обертаючий момент двигуна, Н·м;

$U_{кп}$ — передаточне число коробки передач;

$U_г$ — передаточне число головної передачі;

$U_д$ — передаточне число додаткової (роздавальної) коробки;

$r_д$ — динамічний радіус колеса, м. У розрахунках приймають, що $r_д$ дорівнює статичному й кінематичному радіусам.

Сила сумарного опору дороги

$$P_д = m_а g \psi, \text{ Н}, \qquad (1.15)$$

де ψ — коефіцієнт сумарного опору дороги. У розрахунку приймається, що $\psi = \psi_v$ і величина його не залежить від швидкості руху.

Сила опору повітряного середовища

$$P_{\text{п}} = K_{\text{п}} F V_{\text{а}}^2 . \tag{1.16}$$

Значення цієї сили підсумовують з відповідними значеннями $P_{\text{д}}$ і наносять на графік як сумарну з $P_{\text{д}}$.

Сила опору розгону

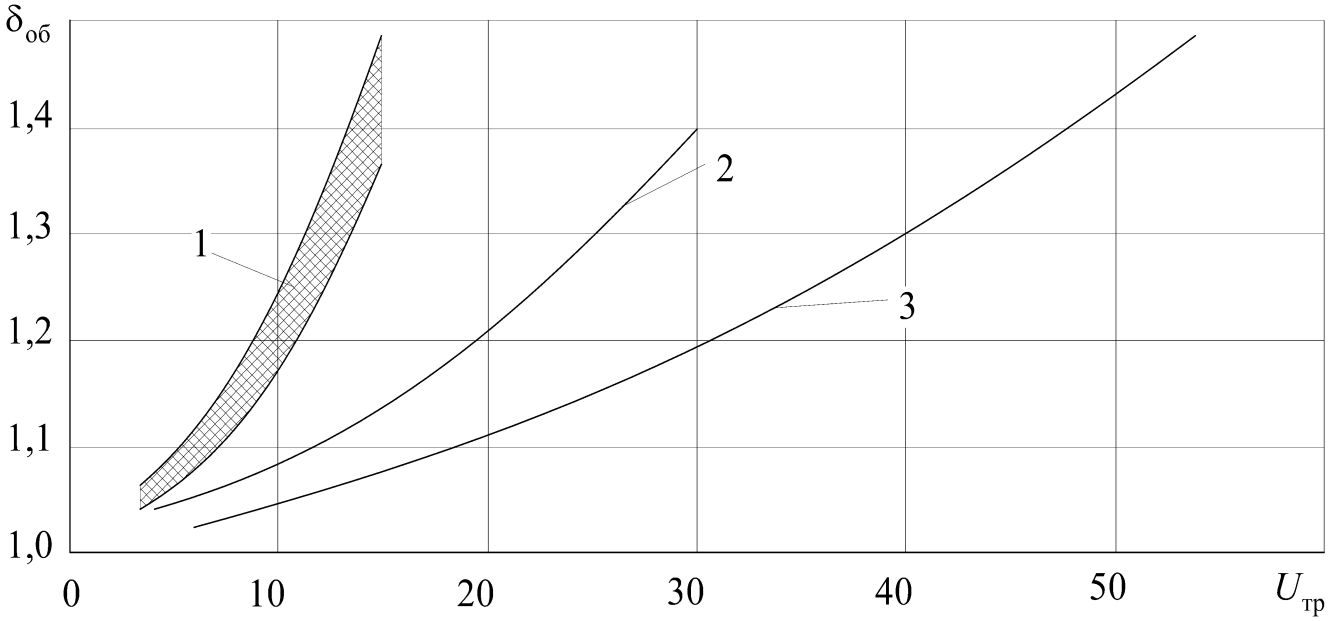
$$P_{\text{і}} = m_{\text{а}} \delta_{\text{об}} j_{\text{а}} , \text{ Н}, \tag{1.17}$$

де $\delta_{\text{об}}$ — коефіцієнт, який враховує вплив мас, що обертаються;

$j_{\text{а}}$ — прискорення АТЗ, м/с^2.

Коефіцієнт $\delta_{\text{об}}$ може бути знайдений по графіку (рис. 1.5), в залежності від типу АТЗ та передаточного числа трансмісії, або орієнтовно знайдений за формулою (1.18) [2]:

$$\delta_{\text{об}} = 1,04 + 0,04 U_{\text{кп}}{}^2 . \tag{1.18}$$



1 — легкові автомобілі; 2 — вантажівки повною масою 15 т; 3 — вантажівки повною масою 13 т;

Рисунок 1.5 — Залежність коефіцієнта, який враховує вплив мас, що обертаються від передаточного числа трансмісії [11]

Статичний радіус колеса визначається розміром шини. Вибір шин здійснюють за навантаженням найбільш навантажених коліс проектованого АТЗ з урахуванням заданої максимальної швидкості його руху з таблиць, які надають виробники шин. Якщо виробник шин не надає статичний радіус, то

його можна визначити розрахунком за позначками на шині, скориставшись залежністю (1.19):

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_{ст}\Delta B, \text{ мм}, \tag{1.19}$$

де d – посадочний діаметр шини, мм;

$\lambda_{ст}$ — коефіцієнт, що враховує зминання шини. Зазвичай $\lambda_{ст} = 0,8…0,9$;

B — розмір профілю шини завширшки, мм.

$$\Delta = \frac{H}{B}, \tag{1.20}$$

де H — розмір профілю шини заввишки, мм.

Навантаження на шину визначається за умовою вибраної компоновки проектованого АТЗ. Розподіл його повної маси між осями необхідно знати для: підбору шин і визначення за розміром шин розрахункового радіусу колеса; знаходження максимально можливої за зчепленням тягової сили, значення якої використовується при виборі передаточного числа коробки передач на нижчій передачі. Шину необхідно підбирати так, щоб додержувалися наступні умови: допустиме навантаження на шину повинно бути більше або рівним навантаженню, яке припадає на найбільш навантажене колесо, і допустима швидкість руху шини повинна бути більше або дорівнювати максимально можливій швидкості руху для проектованого АТЗ.

Для правильного розподілу маси між осями необхідно проаналізувати розподіл маси між осями конструкцій автомобілів, що вже існують.

Передаточне число головної передачі $U_г$ визначається з умови руху АТЗ з максимальною швидкістю за залежністю

$$U_г = 0,105\frac{r_к n_{кv}}{V_{max} U_{кпв} U_д}, \tag{1.21}$$

де $U_{кпв}$ — передаточне число вищої передачі коробки передач проектованого АТЗ. Воно залежить від деяких конструктивних особливостей коробки передач, всієї трансмісії в цілому і знаходиться в межах 0,6…1;

V_{max} — вимірюється в км/год.

З міркування одержання достатнього дорожнього просвіту та простоти конструкції головної передачі передаточне число головної передачі, що отримане при розрахунку, не повинно перевищувати значень:

для легковиків 5,0;
для вантажівок вантажопідйомністю до 8 т..... 7,0;
для вантажівок вантажопідйомністю понад 8 т..... 9,0.

Якщо розрахунком отримано передаточне число головної передачі, яке перевищує наведені значення, то потрібно скорегувати ЗШХ, а саме використати двигун зі зменшеними оборотами колінчастого валу.

Передаточне число коробки передач на першій передачі АТЗ звичайної прохідності визначається за умовою подолання заданого максимального сумарного опору дороги:

$$U_{\text{кп1}} = \frac{m_{\text{а}} g \psi_{\max} r_{\text{к}}}{M_{\text{к}\max} U_{\text{г}} U_{\text{д}} \eta_{\text{тр}}}. \qquad (1.22)$$

Передаточне число коробки передач на першій передачі для АТЗ підвищеної прохідності визначається за умовою забезпечення мінімальної сталої швидкості $V_{\min}$ руху АТЗ:

$$U_{\text{кп1}} = 0{,}105 \frac{r_{\text{к}} n_{\min}}{V_{\min} U_{\text{г}} U_{\text{дн}}}, \qquad (1.23)$$

де $U_{\text{дн}}$ — передаточне число роздавальної коробки на нижчій передачі.

Якщо в трансмісії АТЗ підвищеної прохідності використовується основна коробка базового автомобіля, то передаточне число роздавальної коробки на нижчій передачі враховує додатковий опір дороги і знаходиться за методикою, що викладена в [2]. У цьому ж розрахунку $U_{\text{дн}}$ доцільно прийняти, аналізуючи конструкції існуючих моделей АТЗ [6, 7] підвищеної прохідності.

Передаточні числа проміжних передач коробки розподіляють за законом геометричної прогресії. Таким чином,

$$U_{\text{кп}m} = \sqrt[n-1]{U_{\text{кп1}}^{n-m} U_{\text{кпв}}^{m-1}}, \qquad (1.24)$$

де $U_{\text{кп}m}$ — передаточне число проміжної передачі коробки передач проектованого АТЗ;

m — номер передачі;

n — число ступенів. Приймають рівним: для легковиків n = 5…6; для вантажівок вантажопідйомністю до 3 т n = 5; для вантажівок вантажопідйомністю понад 3 т n = 5…6.

Теоретично розподілені таким чином передаточні числа коробки передач використовують для розрахунку тягово-швидкісних характеристик проектованого АТЗ без урахування подальшого корегування при проектуванні коробки передач та корегування, яке пов`язане з покращенням динамічності на найбільш притаманних проектованому АТЗ режимах руху.

Сила тяги $P_{\text{т}}$ на ведучих колесах визначається за рівнянням (1.14) для кожної передачі й кожного прийнятого значення частоти обертання колін-

частого валу двигуна та відповідних їм значень обертаючого моменту згідно табл. 1.1.

Швидкість руху АТЗ в км/год визначається для кожної передачі й кожного прийнятого раніше значення частоти обертання колінчастого валу двигуна за залежністю

$$V_{\text{а}} = 0{,}105 \frac{r_{\text{к}} n_{\text{к}}}{U_{\text{кп}} U_{\text{г}} U_{\text{д}}}. \qquad (1.25)$$

Для АТЗ підвищеної прохідності в рівняннях (1.14), (1.21), (1.25) слід ввести замість параметра $U_{\text{д}}$ значення передаточного числа $U_{\text{дв}}$ роздавальної коробки на її підвищеній передачі, що вибирається виходячи з конструктивних міркувань та для забезпечення можливості подолання проектованим АТЗ, при вмиканні цієї передачі разом з підвищеною передачею основної коробки, опору дороги ψ_v. В цієї роботі доцільно вважати $U_{\text{дв}} = 1$.

Студенти, що ведуть розрахунок АТЗ підвищеної прохідності, в пояснювальній записці не наводять розрахунки та графіки, які відповідають руху проектованого АТЗ при значенні передатного числа роздавальної коробки на нижчій передачі $U_{\text{дн}}$. Однак, з метою перевірки тягового розрахунку АТЗ підвищеної прохідності, наводять розрахунок мінімальної швидкості $V_{\min}$ руху АТЗ на нижчій ступені $U_{\text{дн}}$ роздавальної коробки.

Студентам, що ведуть розрахунок без використання ЕОМ, доцільно наводити результати розрахунків за формою згідно табл. 1.2, яка наведена для однієї передачі. Для інших передач форма запису така сама. Якщо для розрахунків використовується ЕОМ, то додається роздруківка результатів (у тексті або у додатку). За даними таблиці 1.2 будують графік силового балансу (див. рис. 1.4).

Таблиця 1.2 — Результати розрахунку тягово-швидкісних властивостей АТЗ

$n_{\text{к}}$		хв$^{-1}$					
$M_{\text{к}}$		Н·м					
$N_{\text{е}}$		кВт					
$U = \delta_{\text{об}} =$	$V_{\text{а}}$	м/с					
	$P_{\text{т}}$	Н					
	$P_{\text{д}}$	Н					
	D	—					
	$j_{\text{а}}$	м/с^2					
	$1/j_{\text{а}}$	с^2/м					

1.4 Побудова графіка динамічної характеристики

Динамічний фактор АТЗ знаходять за залежністю

$$D = \frac{P_{\text{т}} - P_{\text{п}}}{m_{\text{a}} g}.$$

Залежність динамічного фактору D від швидкості V_{a} руху АТЗ являє динамічну характеристику. Результати розрахунку динамічного фактору зводять у таблицю 1.2 і будують динамічну характеристику АТЗ (рис. 1.6) в системі координат $D = f(V_{\text{a}})$.

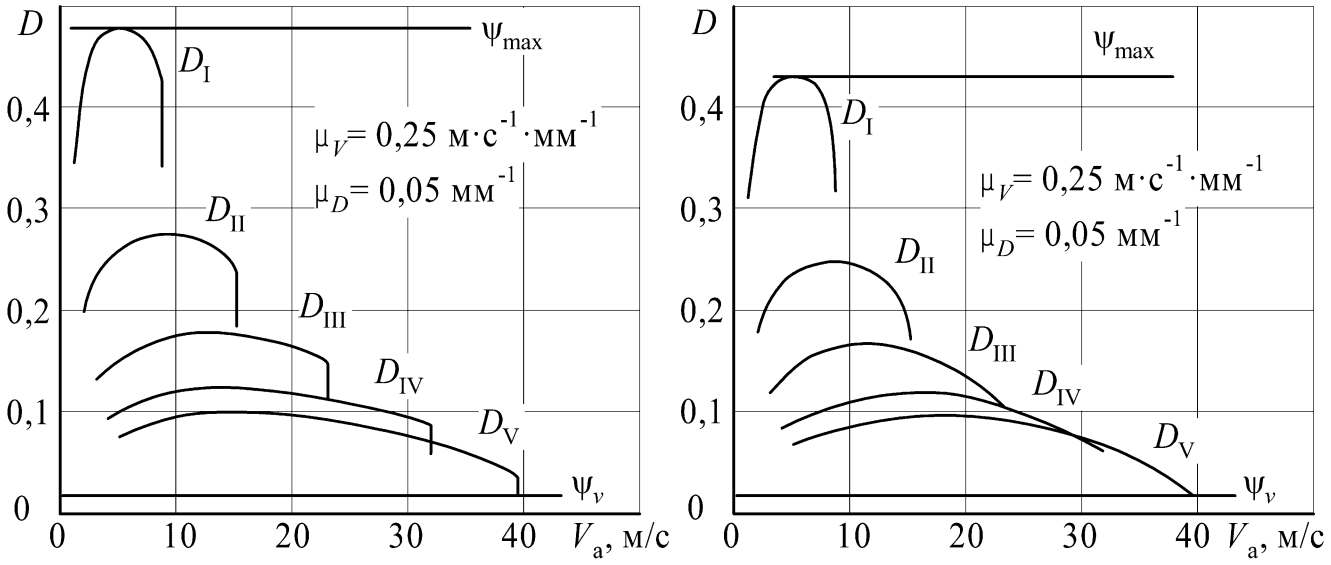


Рисунок 1.6 — Динамічні характеристики АТЗ, що мають двигуни з обмежувачем обертів або без нього

Динамічна характеристика дозволяє знаходити деякі оцінні показники тягово-швидкісних властивостей: граничні підйоми, що долає АТЗ на будь-якій передачі та при будь-якій швидкості в сталому режимі; максимальні швидкості руху АТЗ в заданих дорожніх умовах; зони сталої роботи двигуна на кожній передачі та ін.

1.5 Побудова графіка прискорень

Графік прискорень будують для всіх передач АТЗ, як залежність $j_{\text{a}} = f(V_{\text{a}})$. Чисельні значення прискорень АТЗ знаходять за формулою

$$j_{\text{a}} = \frac{(D - \psi_v) g}{\delta_{\text{об}}}.$$

Коефіцієнт врахування впливу мас, що обертаються, може бути орієнтовно знайдений в залежності від передаточного числа трансмісії для даної ступені коробки передач із графіка (див. рис. 1.5) або за формулою (1.18).

Результати розрахунку прискорень АТЗ зводять в таблицю 1.2, якщо розрахунок ведуть без використання ЕОМ, або наводять роздруківкою. За результатами будують графік прискорень (рис. 1.7).

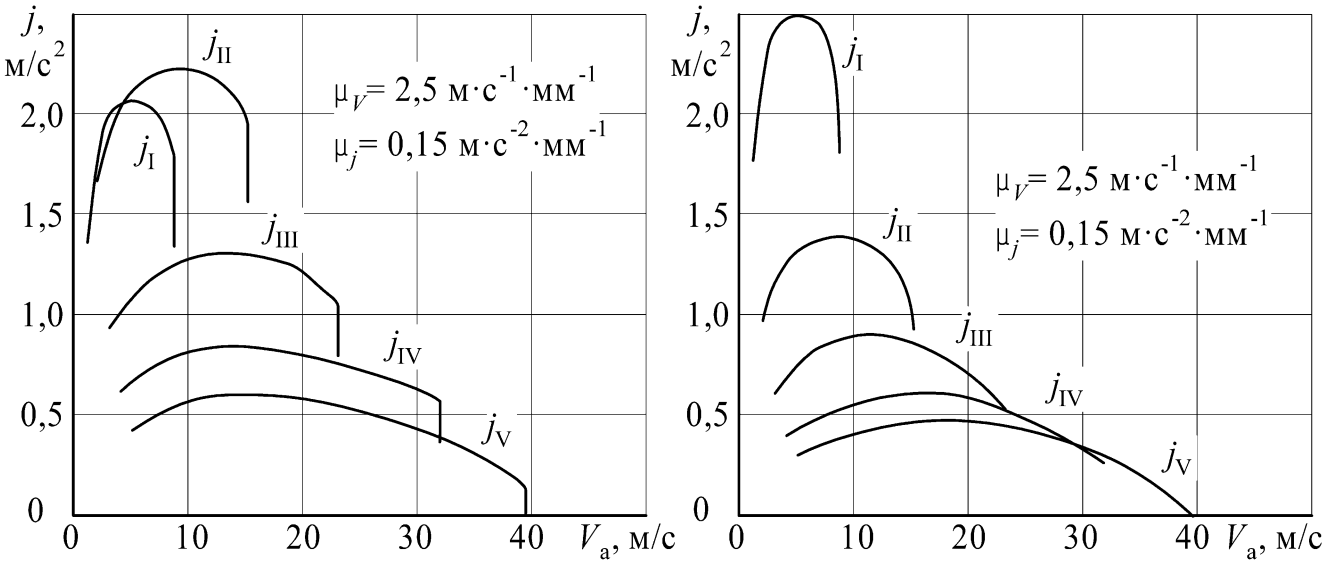


Рисунок 1.7 — Графіки прискорень АТЗ

1.6 Побудова графіка величини, зворотних прискоренням

Графік величин, зворотних прискоренням, $1/j_a = f(V_a)$ необхідний для розрахунку й побудови графіків часу та шляху розгону. Він будується за даними таблиці 1.2 або роздруківки. Для кожного значення j_a знаходиться зворотна величина $1/j_a$ прискорення j_a і заноситься окремим рядком в табл. 1.2.

За результатами розрахунків будується цей графік, як показано на рис. 1.8. Максимальна швидкість для побудови графіка $1/j_a = f(V_a)$ АТЗ з двигуном без обмежувача приймається $(0{,}8\ldots0{,}9)V_{max}$.

1.7 Побудова графіків часу та шляху розгону АТЗ

Графіки будують у системі координат $t_p = f(V_a)$, $S_p = f(V_a)$ засобом графічного інтегрування. Графік часу розгону АТЗ $t_p = f(V_a)$, будується шляхом підсумовування площ під кривою $1/j_a = f(V_a)$, які в масштабі визначають час t_p розгону АТЗ:

$$t_p = \mu_{\frac{1}{j_a}} \mu_v \sum_{i=1}^{n} F_i \text{, с,} \qquad (1.26)$$

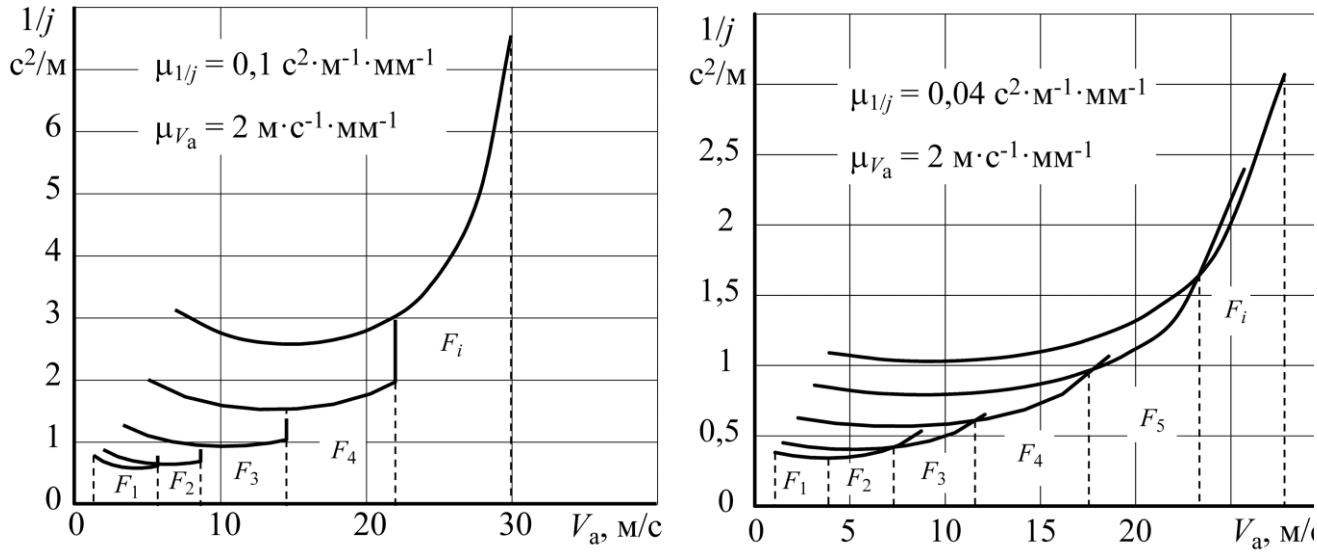


Рисунок 1.8 — Графіки величин зворотних прискоренням АТЗ

де μ_{1/j_a} — масштаб величин, зворотних прискоренням, $с^2 \cdot м^{-1} \cdot мм$;

μ_v — масштаб швидкості, $м \cdot с^{-1} \cdot мм^{-1}$;

$\sum_{i=1}^{n} F_i$ — площа в $мм^2$ під кривою $1/j_a = f(V_a)$.

Для зручності обчислення всю площу під кривою $1/j_a = f(V_a)$ розбивають на окремі майданчики F_1, F_2,…F_i таким чином, щоб вони являли собою геометричні фігури (трапецію або прямокутник), площа яких легко підраховується по відомим математичним формулам. Чим менші площі, тим точніше результат розрахунку графіку часу розгону АТЗ.

Результати розрахунку часу розгону АТЗ зводять в таблицю 1.3, якщо розрахунок ведуть без використання ЕОМ, або наводять роздруківкою. По результатам будують графік (рис. 1.9).

Графік шляху розгону АТЗ $S_p = f(V_a)$ будується підсумовуванням площ між кривою $t_p = f(V_a)$ і віссю t_p (рис. 1.9), які в масштабі визначають шлях розгону S_p, м:

$$S_p = \mu_t \mu_v \sum_{i=1}^{n} F_i , \qquad (1.27)$$

де μ_t — масштаб часу, с/мм;

$\sum_{i=1}^{n} F_i$ — площа в $мм^2$, що розташована між кривою $t_p = f(V_a)$ і віссю t_p.

Як і в попередньому випадку, всю площу розбивають на окремі майданчики F_1, F_2, … F_i таким чином, щоб вони відповідали раніше прийнятим (при розрахунку часу розгону) швидкостям руху.

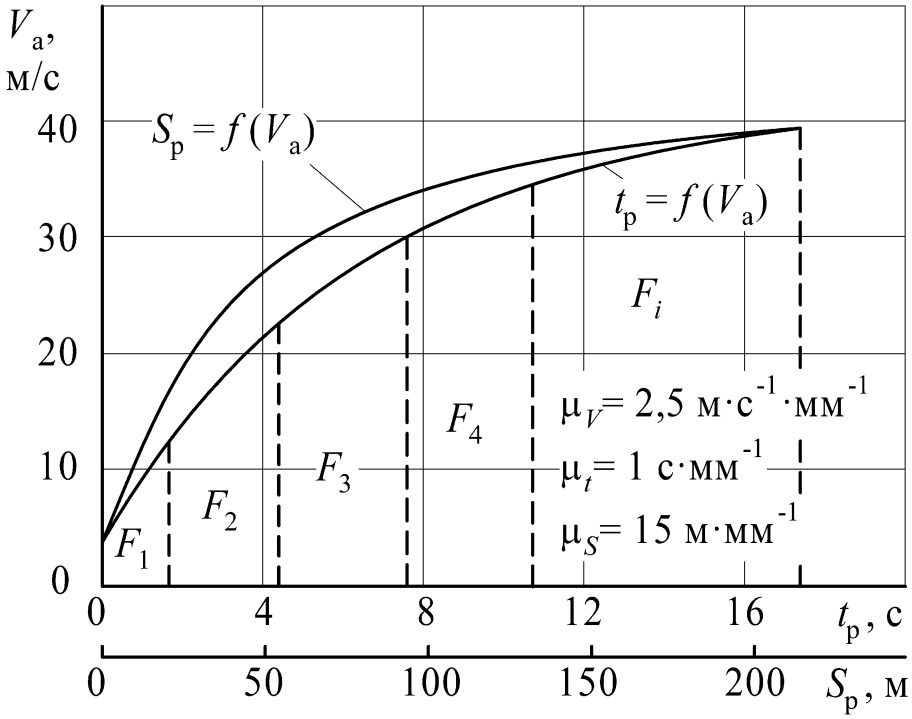


Рисунок 1.9 — Графіки часу та шляху розгону АТЗ

Таблиця 1.3 — Результати розрахунку графіків часу та шляху розгону АТЗ

V_a	м/с					
F	мм^2					
$\sum_{i=1}^{n} F_i$	мм^2					
t_p	с					
F	мм^2					
$\sum_{i=1}^{n} F_i$	мм^2					
S_p	м					

Результати розрахунку зводять в таблицю 1.3, якщо розрахунок ведуть без використання ЕОМ, або наводять роздруківкою. За результатами будують графік $S_p = f(V_a)$. Його зображення доцільно суміщати з графіком $t_p = f(V_a)$ (рис. 1.9). Якщо в завданні спеціально не обумовлені умови побудови графіків, то графіки часу та шляху розгону будують для випадку, коли розгін починається з мінімальної швидкості на нижчій передачі й закінчується на вищій при швидкості, яка близька до максимальної (для АТЗ з двигуном без обмежувача), або при максимальній швидкості (для АТЗ у яких двигун має обмежувач).

Для автомобілів, які мають додаткову коробку з нижчою передачею, при розрахунку графіків часу і шляху розгону на дорозі з твердим покриттям ця передача в розрахунок не приймається.

1.8 Побудова графіка балансу потужності

Графік балансу потужності являє собою суміщені графічні залежності $N_e = f(V_a)$, $N_к = f(V_a)$, $N_д = f(V_a)$, $N_д + N_п = f(V_a)$. Залежності $N_e = f(V_a)$ і $N_к = f(V_a)$, будують для всіх передач основної коробки. Рівняння балансу потужності має вигляд

$$N_к = N_д + N_п + N_і, \tag{1.28}$$

де $N_к$ — потужність, яка підведена до ведучих коліс АТЗ (тягова потужність), кВт;

$N_д$ — потужність, яка витрачається на подолання дорожнього опору, кВт;

$N_п$ — потужність, яка витрачається на подолання опору повітряного середовища, кВт;

$N_і$ — потужність, яка може бути витрачена на надання автомобілю прискорення або на подолання додаткового опору, кВт.

Тягова потужність на ведучих колесах АТЗ визначається за залежністю

$$N_к = N_e \eta_{тр}. \tag{1.29}$$

Потужність, яка витрачається на подолання опору дороги, розраховують за формулою

$$N_д = \frac{m_a g \psi_v V_{max}}{1000}. \tag{1.30}$$

Слід мати на увазі, що залежність $N_д = f(V_a)$, лінійна й минає через початок координат. Тому, для побудови графіку цієї залежності, достатньо визначити координати однієї точки для будь-якого значення швидкості руху АТЗ.

Потужність, яка витрачається на подолання опору повітряного середовища, знаходять за залежністю

$$N_п = \frac{K_п F V_a^3}{1000}. \tag{1.31}$$

Кожне значення цієї потужності підсумовують з відповідним значенням потужності $N_д$. Результати розрахунку зводять у таблицю 1.4, якщо розрахунок ведуть без використання ЕОМ, або наводять роздруківкою. За результатами будують графік балансу потужності АТЗ (рис. 1.10). При цьому значення потужностей N_e і швидкостей руху АТЗ можуть бути перенесені з табл. 1.2. З метою зменшення обсягу обчислень графічні залежності

$N_д = f(V_а)$ та $N_д + N_п = f(V_а)$ доцільно обчислювати не в точках, що відповідають прийнятим раніше обертам (див. табл. 1.2) на різноманітних передачах, а прийняти для розрахунку значення швидкостей руху, що кратні 5 м/с або 10 м/с, і останні три рядки таблиці 1.4 розрахувати саме для них.

Таблиця 1.4 — Результати розрахунку графіка балансу потужності АТЗ

$n_к$	хв$^{-1}$										
V_1	м/с										
V_2	м/с										
V_3	м/с										
…											
V_n	м/с										
$N_е$	кВт										
$N_к$	кВт										
V	м/с	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$N_д$	кВт										
$N_п$	кВт										
$N_д + N_п$	кВт										

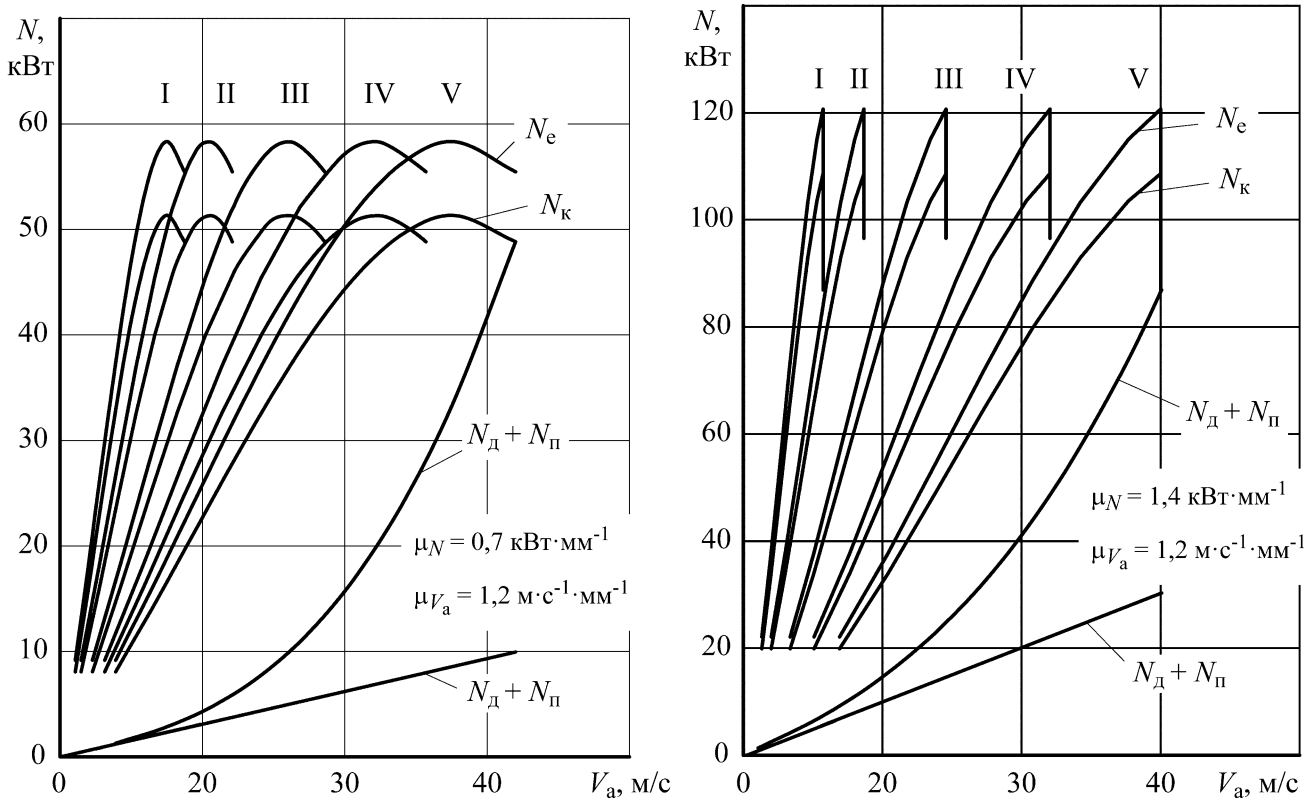


Рисунок 1.10 — Графік балансу потужності АТЗ

2 ПОБУДОВА ГРАФІКА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Паливно-економічну характеристику (ПЕХ) [2, 3], якщо не обумовлено в завданні, будують для вищої передачі того вагового стану автомобіля, для якого розраховані й побудовані попередні графіки тягового розрахунку.

На графіку (ПЕХ) показують три криві витрат палива на 100 км в залежності від швидкості руху АТЗ — $Q_S = f(V_a)$, які відповідають трьом різним значенням підсумкового коефіцієнту опору дороги ψ_1, ψ_2, ψ_3 і криву, що їх огинає та відповідає значенням витрати палива на 100 км на дорозі зі значенням підсумкового коефіцієнту опору дороги $\psi = D$ для вищої передачі. Розрахункові значення ψ знаходять за залежностями:

$$\psi_1 = \psi_v; \quad \psi_3 = 0{,}8D_{\max}^{\text{вп}}; \quad \psi_2 = \frac{\psi_1 + \psi_3}{2}, \tag{1.32}$$

де $D_{\max}^{\text{вп}}$ — максимальний динамічний фактор на вищій передачі.

Отримані значення ψ_1, ψ_2, ψ_3 доцільно округлювати до найближчих значень динамічного фактору, що розраховані раніше для вищої передачі (див. табл. 1.2). Це необхідно для знаходження максимальних швидкостей руху проектованого АТЗ відповідних прийнятим значенням ψ.

Для розрахунку ПЕХ використовують рівняння витрати палива [2, 3]:

$$Q_S = \frac{g_{eN} k_{\text{и}} k_{\text{об}} (P_{\text{д}} + P_{\text{п}})}{36 \rho_{\text{п}} \eta_{\text{тр}}}, \tag{1.33}$$

де Q_S — витрата палива на 100 км, л/(100 км);

g_{eN} — питома витрата палива при n_N, г/(кВт·год);

$k_{\text{и}}$ — коефіцієнт, що враховує залежність питомої витрати палива від навантаження двигуна;

$k_{\text{об}}$ — коефіцієнт, що враховує залежність питомої витрати палива від обертів колінчастого валу двигуна;

$\rho_{\text{п}}$ — питома вага палива, кг/м^3. Чисельне значення питомої ваги палива для бензинових двигунів складає $\rho_{\text{п}} = 750$ кг/м^3, для дизелів $\rho_{\text{п}} = 820$ кг/м^3.

Чисельне значення g_{eN} можна прийняти із статистичних даних (для двигунів з іскровим запалюванням $g_{eN} = 250…320$ г/(кВт·год), для дизелів $g_{eN} = 200…255$ г/(кВт·год)) або знайти за залежністю

$$g_{eN} = (1{,}05...1{,}1) g_{e\min}, \tag{1.34}$$

де $g_{e\,min}$ — мінімальна питома витрата палива, г/(кВт·год).

Якщо $g_{e\,min}$ не відома, то її також можна задати, зважаючи, що: для двигунів з іскровим запалюванням $g_{e\,min} = 225…305$ г/(кВт·год), для дизелів $g_{e\,min} = 185…230$ г/(кВт·год).

Чисельні значення коефіцієнту k_u знаходять залежно від типу двигуна за співвідношеннями:

для бензинових двигунів

$$k_u = 2{,}75 - 4{,}61\,u + 2{,}86\,u^2, \tag{1.35}$$

для дизелів

$$k_u = 1{,}7 - 2{,}63\,u + 1{,}92\,u^2, \tag{1.36}$$

де u — коефіцієнт використання потужності двигуна, що розраховується за формулою

$$u = \frac{P_д + P_п}{P_т} \quad . \tag{1.37}$$

В останньому співвідношенні опір дороги $P_д$ змінюється в залежності від ψ і знаходиться за формулами:

$$P_{д1} = m_a g \psi_1, \quad P_{д2} = m_a g \psi_2, \quad P_{д3} = m_a g \psi_3. \tag{1.38}$$

Коефіцієнт $k_{об}$ не залежить від типу двигуна й визначається за залежністю

$$k_{об} = 1{,}23 - 0{,}792\frac{n_к}{n_N} + 0{,}58\left(\frac{n_к}{n_N}\right)^2. \tag{1.39}$$

Точки графічних залежностей ПЕХ доцільно будувати для тих самих швидкостей V_a, що були прийняті в тяговому розрахунку на підвищеній передачі. Результати розрахунку зводять в таблицю 2.1, якщо розрахунок ведуть без використання ЕОМ, або наводять роздруківкою. При цьому рядки $n_к$, V_a, $P_т$, $P_д$ переносять з таблиці 1.2.

Точки графічних залежностей ПЕХ, що відповідають $\psi = D$ для повної подачі палива, також будують для прийнятих раніше значень швидкості. У цьому випадку двигун працює за ЗШХ і рівняння витрати палива приймає вигляд

$$Q_S = \frac{q_N k_{об} P_т}{36\rho_п \eta_{тр}}, \tag{1.40}$$

Таблиця 2.1 — Результати розрахунку ПЕХ

$n_к$		об/хв								
$V_а$		м/с								
$k_{об}$		—								
$P_т$		Н								
$P_п$		Н								
$\psi_1 = \psi_v =$	$P_д$	Н								
	$P_д + P_п$	Н								
	u	—								
	k_u	—								
	Q_S	л/(100 км)								
$\psi_2 =$	$P_д$	Н								
	$P_д + P_п$	Н								
	u	—								
	k_u	—								
	Q_S	л/(100 км)								
$\psi_2 =$	$P_д$	Н								
	$P_д + P_п$	Н								
	u	—								
	k_u	—								
	Q_S	л/(100 км)								
$\psi = D$	Q_S	л/(100 км)								

За результатами розрахунку будують графічні залежності ПЕХ (рис. 2.1).

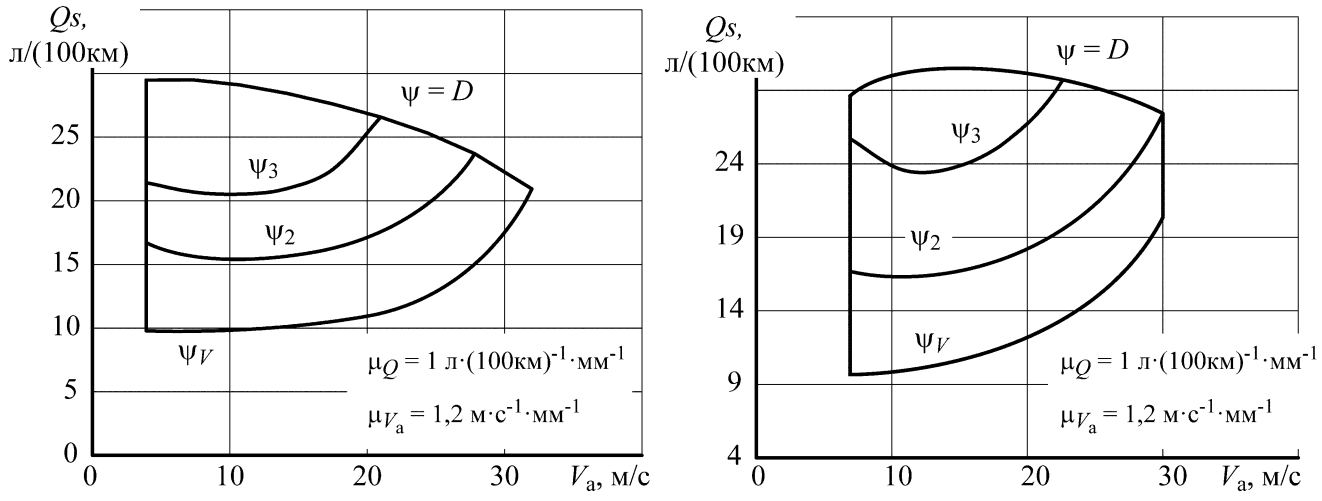


Рисунок 2.1 — Паливно-економічна характеристика АТЗ

3 ВИКОНАННЯ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПЕОМ

За допомогою програмного забезпечення «Тяговий розрахунок АТЗ» виконувати розрахунки дозволяється студентам заочної форми навчання та студентам денної форми, що виконують курсовий проект з дисципліни «Автомобілі».

Студент, який виконує тяговий розрахунок з використанням програмного забезпечення «Тяговий розрахунок АТЗ», реалізує алгоритм розрахунків, що викладений в цьому посібнику наступним чином:

- складає бланк завдання (табл. 3.1);
- підписує бланк завдання у керівника;
- виконує розрахунки в комп`ютерному класі;
- копіює графіки й результати розрахунків на носій для подальшого використання в пояснювальній записці;
- складає пояснювальну записку.

Таблиця 3.1 — Бланк завдання

№ п/п	Параметри	Позначення		Значення	Примітка
		в програмі	в тексті вказівок		
1	2	3	4	5	6
1	Тип АТЗ	TIPA	—		Для легковика TIPA = 0, для вантажівки й автобуса TIPA = 1
2	Наявність обмежувача	TIPD	—		Для карбюраторного без обмежувача TIPD = 0, для карбюраторного з обмежувачем і дизельного TIPD = 1
3	Тип прохідності	TIPP	—		Для звичайної TIPP = 0, для підвищеної TIPP = 1
4	Максимальна швидкість, м/с	VMAX	V_{max}		Згідно завдання
5	Коефіцієнт опору дороги при русі з максимальною швидкістю	PSIV	ψ_v		Згідно завдання
6	Параметр АТЗ завширшки, м	BG	$B_Г$, B		Для вантажних – колія передньої вісі, для легковика й автобуса габаритна ширина

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6
7	Габаритна висота АТЗ, м	HG	$H_Г$		Цей і попередній параметри на підставі компоновки та відповідних параметрів прототипу
8	К.к.д. трансмісії	TP	$\eta_{тр}$		На підставі аналізу існуючих конструкцій і враховуючи компонувальну схему АТЗ
9	Коефіцієнт сумарного опору повітряного середовища	KB	$K_п$		
10	Повна вага АТЗ, кг	GA	$m_a g$		Внаслідок розрахунку
11	Кількість обертів при максимальній потужності двигуна, $хв^{-1}$	NN	n_N		Відповідно значенням цього параметру щодо двигунів існуючої конструкції
12	Мінімальна кількість обертів двигуна, $хв^{-1}$	NMIN	n_{min}		Відповідно значенням цього параметру щодо двигунів існуючої конструкції
13	Крок по обертах, $хв^{-1}$	NH	—		Вибирають таким, щоб було розраховано не менш ніж 6, 7 точок і одне зі значень, при цьому, влучило в зону максимального моменту
14	Співвідношення n_v/n_N	NVNN	n_v/n_N		Для двигуна без обмежувача n_v/n_N = 1,1…1,25, для двигуна з обмежувачем — 1
15	Співвідношення $n_{об}/n_N$	NOGRNN	$n_{об}/n_N$		Задається в межах 0,8…1 якщо TIPD = 1, і дорівнює 1 якщо TIPD = 0
16	Коефіцієнт приємістості	KNEOGR	—		Задають в межах 1,2…1,3 якщо TIPD = 1, і вважають 1 якщо TIPD = 0
	Коефіцієнти формули Лейдермана:				
17	*a*	A	*a*		Для бензинових двигунів a = b = c = 1, для дизелів з: нерозгалуженою камерою — a = 0,87; b = 1,13; c = 1; передкамерою — a = 0,6; b = 1,4; c = 1; вихоревою камерою – a = 0,7; b = 1,3; c = 1.
18	*b*	B	*b*		
19	*c*	C	*c*		
20	Передатне число роздавальної коробки на підвищеній передачі	UД	$U_д$		Якщо TIPP = 0, то UД = UДN = 1 (роздавальної коробки нема), якщо TIPP = 1, то задавати маючи

Закінчення таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6
21	Передатне число роздавальної коробки на нижчій передачі	UДN	$U_{дн}$		на увазі існуючі конструкції роздавальних коробок
22	Мінімальна швидкість АТЗ, м/с	VMIN	V_{min}		Якщо TIPP = 0, то VMIN = 1 або згідно завдання коли TIPP = 1.
23	Радіус колеса, м	RK	$r_д$		Вибором шини з урахуванням вантажопідйомності та швидкості руху.
24	Максимальний сумарний опір дороги	PSIM	ψ_{max}		Якщо TIPP = 1, то PSIM = 1 або згідно завдання
25	Кількість передач	KOLP	n		Відповідно існуючим конструкціям АТЗ
26	Тип двигуна	TD	—		TD = 0 для карбюраторного, TD = 1 для дизельного
27	Питома вага палива, кг/м^3	RT	$\rho_п$		RT = 750 для карбюраторного, RT = 820 для дизельного
28	Питома витрата палива, г/(кВт·год)	QN	g_{eN}		Згідно розрахунку
29	Сила зчеплення ведучих коліс з дорогою, Н	PSC	$P_{сц}$		Згідно розрахунку

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Документація. Звіти в сфері науки і техніки. Склад і правила оформлення : ДСТУ 3008-95. — К. : Держстандарт України, 1995.

2. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. — М. : Машиностроение, 1989. — 240 с.

3. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория / А. И. Гришкевич — Минск : Высшейшая школа, 1986. — 208 с.

4. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. — К. : КВІЦ, 2004. — 174 с.

5. Вахламов В. К. Автомобили: Эксплуатационные свойства : учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. — [2-е изд.]. — М. : Академия, 2006. — 240 с.

6. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. — [10-е изд. перераб. и доп.]. — М. : Транспорт, 1983. — 220 с.

7. Краткий автомобильный справочник : в 4 т. / [сост. Б. В. Кисуленко и др.]. — М. : ИПЦ «Финпол», 2002 — 2004.

8. Hucho Wolf-Heinrich. Grenzwert-Strategie Halbierung des cW-Wertes scheint möglich / Wolf-Heinrich Hucho // Automobiltechnische Zeitschrift. — 2009. — № 01. — P. 16 — 23.

9. Heinz Heisler. Advanced Vehicle Technology / Heisler Heinz. — [Second Edition]. — Elsevier, 2002. — 654 p.

10. Бортницкий П. Н. Тягово-скоростные качества автомобилей / П. Н. Бортницкий, В. И. Задорожный. — К. : Вища школа, 1978. — 176 с.

11. Dynamical Analysis of Vehicle Systems / edited by Werner Schiehlen. — New York : Springer Wien, 2007. — 304 p.

ЕЛЕКТРОННЕ НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНЕ ВИДАННЯ

Цокур Володимир Григорович
Хімченко Аркадій Васильович

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ АВТОМОБІЛЯ З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОМОБІЛІ» (ДЛЯ СТУДЕНТІВ НАПРЯМУ ПІДГОТОВКИ 6.070106 «АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»)

Підписано до випуску 21.02.2013 р. Гарнітура Times New.
Умов. друк. арк. 2,06. Зам. № 55.

Державний вищий навчальний заклад
«Донецький національний технічний університет»
Автомобільно-дорожній інститут
84646, м. Горлівка, вул. Кірова, 51
E-mail: redizo@adidonntu.org.ua

Редакційно-видавничий відділ

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 2982 від 21.09.2007 р.