

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Львівська політехніка»

Інститут механічної інженерії та транспорту

(назва інституту)

Залізничний транспорт

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка  
до кваліфікаційної роботи

бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему: «Дослідження впливу факторів на коефіцієнт наповнення енергетичної  
установки тепловоза»

за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство

зі спеціальності: 273 “Залізничний транспорт”

(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ЛГ-31спз

\_\_\_\_\_

(підпис студента)

/ Артем МЕДИНСЬКИЙ /

\_\_\_\_\_

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:

\_\_\_\_\_

(підпис)

/ Ярослав ЯКУБОВСЬКИЙ /

\_\_\_\_\_

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Завідувач кафедри ЗТ

к.т.н., доц. Олена БАЛЬ

\_\_\_\_\_

(підпис)

Львів – 2025 рік

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
Завідувач кафедри  
«Залізничний транспорт»  
Олена БАЛЬ  
«\_\_\_\_\_» квітня 2025 р.

### ЗАВДАННЯ

**на кваліфікаційну роботу студента групи ЛГ-31спз ОР бакалавр  
Мединському Артему Костянтиновичу**

1. Тема роботи: «Дослідження впливу факторів на коефіцієнт наповнення енергетичної установки тепловоза»

затверджена наказом по університету від «11» квітня 2025 р. № 1324-4-08.

2. Термін подання студентом закінченої роботи 07 червня 2025 р.

3. Вихідні дані для роботи:

3.1. Прототип дизеля 6ЧН 318/330 (Д50);

3.2. Тиск повітря в надувному колекторі, МПа:

– варіант 1            0,156

– варіант 2            0,164

– варіант 3            0,172

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки:

ВСТУП.

Розділ 1. Теоретичні основи процесів газобміну в енергетичній установці тепловоза.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу дизеля 6ЧН 318/330 (Д50).

Розділ 3. Порівняння показників робочого процесу.

Розділ 4. Охорона праці під час роботи з енергетичними силовими установками.  
ВИСНОВКИ.

5. Перелік графічного матеріалу: -

6. Перелік програмних продуктів, які належать використати в процесі розроблення роботи: MS Word, MS Excel, Maple.

7. Консультування роботи, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Завдання видав		Завдання прийняв	
		Підпис	Дата	Підпис	Дата
Охорона праці	Васійчук Віктор Олексійович				

8. Дата, коли видано завдання

Керівник

Ярослав ЯКУБОВСЬКИЙ

Завдання прийняв до виконання

Артем МЕДИНСЬКИЙ

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Підбір літератури, її опрацювання.	01 квітня – 07 квітня 2025 р.	
2.	Теоретичні основи процесів газобміну в енергетичній установці тепловоза. Підготовка I розділу роботи.	08 квітня – 28 квітня 2025 р.	
3.	Розрахунок робочого процесу дизеля 6ЧН 318/330 (Д50) (базовий). Підготовка II розділу роботи.	29 квітня – 12 травня 2025 р.	
4.	Розрахунок робочого процесу дизеля 6ЧН 318/330 (Д50) при різних значеннях тиску повітря в надувному колекторі. Підготовка II розділу роботи.	13 травня – 29 травня 2025 р.	
5.	Порівняння показників робочого процесу з різними значеннями тиску повітря в надувному колекторі. Підготовка III розділу роботи.	30 травня – 02 червня 2025 р.	
6.	Охорона праці. Оформлення висновку та списку використаних літературних джерел. Підготовка презентаційного матеріалу та доповіді.	02 червня – 05 червня 2025 р.	
7.	Проходження нормоконтролю, перевірки на академічний плагіат та рецензування роботи.	05 червня – 06 червня 2025 р.	
8.	Подання роботи	до 07 червня 2025 р.	

Керівник \_\_\_\_\_ Ярослав ЯКУБОВСЬКИЙ

Студент \_\_\_\_\_ Артем МЕДИНСЬКИЙ

Мединський А. К., Якубовський А. В. (керівник). **Дослідження впливу факторів на коефіцієнт наповнення енергетичної установки тепловоза.** Бакалаврська кваліфікаційна робота. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2025.

### **Розширена анотація**

Об'єктом дослідження в бакалаврській роботі є енергетична установка тепловоза як комплексна система, що складається з дизельного двигуна, турбокомпресора (системи турбонаддуву), системи подачі палива, системи охолодження, системи змащення та інших допоміжних систем, що забезпечують її функціонування.

Предметом дослідження є вплив експлуатаційних (тиск наддуву, температура наддувного повітря, режими роботи двигуна) та конструктивних факторів на коефіцієнт наповнення циліндрів дизельного двигуна енергетичної установки тепловоза та його взаємозв'язок з ефективністю роботи (потужністю, економічністю) установки в цілому.

Метою дослідження є аналіз та аналітичне дослідження впливу тиску наддуву на коефіцієнт наповнення енергетичної установки тепловоза з метою оптимізації її роботи.

Проведено теоретичний аналіз впливу різних факторів (тиск наддуву, температура наддувного повітря, режими роботи двигуна) на коефіцієнт наповнення дизельних двигунів тепловозів. Виконано розрахунки коефіцієнта наповнення та основних показників роботи двигуна для різних значень тиску наддуву. Встановлено кількісні залежності ефективної потужності та економічності від змін тиску наддуву та коефіцієнта наповнення. Сформульовано рекомендації щодо оптимізації параметрів системи наддуву для підвищення ефективності енергетичної установки тепловоза.

У роботі використано методи системного аналізу для вивчення взаємозв'язків між параметрами енергетичної установки. Для кількісної оцінки впливу тиску наддуву застосовано методи аналітичного розрахунку на основі термодинамічних принципів роботи двигунів внутрішнього згорання. Збір та

обробка даних здійснювалися за допомогою програмного забезпечення для виконання інженерних розрахунків.

Результати дослідження можуть бути використані при проектуванні, модернізації та експлуатації тепловозних дизельних двигунів для покращення їх потужнісних, економічних та екологічних характеристик. Розроблені аналітичні підходи та отримані залежності можуть бути застосовані інженерно-технічними працівниками ремонтних депо та локомотиворемонтних заводів при діагностиці, налаштуванні та регулюванні систем наддуву тепловозів.

*Ключові слова:* тепловоз, дизель, енергетична установка, коефіцієнт наповнення, турбонаддув, тиск наддуву, ефективна потужність, паливна економічність.

### **Перелік використаних літературних джерел**

1. Боднар, Б. Є., Бобир, Д. В., Боднар, Є. Б., & Мартишевський, М. І. (Уклад.). (2006). Двигуни внутрішнього згорання. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна.
2. Боднар, Б. Є., Мартишевський, М. І., & Бобирь, Д. В. (Уклад.). (2018). Двигуни внутрішнього згорання. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна.
3. Випробування двигунів внутрішнього згорання: Навч. посібник. (2002). Уклад.: Гутаревич, Ю. Ф., & Корпач, А. О. НТУ.
4. Глаголев, Н. М. (1950). Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Машгиз.
5. Гутаревич, Ю. Ф., Зеркалов, Д. В., Говорун, А. Г., Корпач, А. О., & Мержиєвська, Л. П. (2005). Екологія та автомобільний транспорт: Навч. посібник. НТУ.
6. Дяченко, В. Г. (2008). Двигуни внутрішнього згорання. Теорія: Підручник. За ред. А. П. Марченка. НТУ "ХП".
7. Колосюк, Д. С., & Зеркалов, Д. В. (2005). Експлуатаційні матеріали: Підручник (2-ге вид., доповн.). Арістей.

8. Марченко, А. П., & Шеховцов, А. Ф. (Ред.). (2004). Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Видавн. центр НТУ “ХП”.

9. Закон України "Про охорону праці" від 14.10.1992 № 2694-ХІІ. Відомості Верховної Ради України, № 49, 1992, ст. 668. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12> (дата звернення: 07.06.2025).

10. НПАОП 0.00-4.12-05 Типове положення про навчання з питань охорони праці. Затверджено наказом Держнаглядохоронпраці України від 26.01.2005 № 15. Офіційний вісник України, № 11, 2005, ст. 574. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05> (дата звернення: 07.06.2025).

11. НПАОП 0.00-4.15-98 Положення про розробку інструкцій з охорони праці. Затверджено наказом Держнаглядохоронпраці України від 29.01.1998 № 9. Бюлетень нормативно-правових актів міністерств та відомств України, № 5, 1998. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0226-98> (дата звернення: 07.06.2025).

12. НПАОП 60.1-1.02-05 Правила охорони праці при експлуатації та ремонті залізничного транспорту. Затверджено наказом Міністерства транспорту та зв'язку України від 29.03.2005 № 165. Офіційний вісник України, № 17, 2005, ст. 921. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0408-05> (дата звернення: 07.06.2025).

Medinsky A. K., Yakubovsky A. V. (supervisor). **Doslidzhennia vplyvu faktoriv na koefitsient napovnennia enerhetychnoi ustanovky teplovoza.** Bakalavrskva kvalifikatsiina robota. – Natsionalnyi universytet «Lvivska politekhnikha», Lviv, 2025.

### **Extended abstract**

Object of research in the bachelor's thesis is the locomotive power unit as a complex system, consisting of a diesel engine, a turbocharger (turbocharging

system), a fuel supply system, a cooling system, a lubrication system, and other auxiliary systems that ensure its functioning.

Subject of research is the influence of operational (boost pressure, boost air temperature, engine operating modes) and design factors on the filling coefficient of the diesel engine cylinders of the locomotive power unit and its relationship with the overall efficiency (power, economy) of the unit.

The aim of the research is to analyze and analytically study the influence of boost pressure on the filling coefficient of the locomotive power unit with the aim of optimizing its operation.

A theoretical analysis of the influence of various factors (boost pressure, boost air temperature, engine operating modes) on the filling coefficient of locomotive diesel engines has been carried out. Calculations of the filling coefficient and the main performance indicators of the engine for various boost pressure values have been performed. Quantitative dependencies of effective power and fuel efficiency on changes in boost pressure and filling coefficient have been established. Recommendations for optimizing the parameters of the turbocharging system to improve the efficiency of the locomotive power unit have been formulated.

The work utilized methods of systemic analysis to study the interrelationships between the parameters of the power unit. For a quantitative assessment of the influence of boost pressure, methods of analytical calculation based on the thermodynamic principles of internal combustion engine operation were applied. Data collection and processing were carried out using software for engineering calculations.

The research results can be used in the design, modernization, and operation of locomotive diesel engines to improve their power, economic, and environmental characteristics. The developed analytical approaches and obtained dependencies can be applied by engineering and technical personnel of locomotive depots and repair plants for diagnostics, adjustment, and regulation of locomotive power unit turbocharging systems.

*Keywords:* locomotive, diesel, power unit, filling coefficient, turbocharging, boost pressure, effective power, fuel economy.

## References

1. Bodnar, B. Ye., Bobyr, D. V., Bodnar, Ye. B., & Martysevskiy, M. I. (Uklad.). (2006). Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia. Dnipropetr. nats. un-t zalizn. transportu im. akad. V. Lazaryana.
2. Bodnar, B. Ye., Martysevskiy, M. I., & Bobyr, D. V. (Uklad.). (2018). Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia. Metodychni vkazivky do kursovoho ta diplomnogo proektuvannia. Dnipropetr. nats. un-t zalizn. transportu im. akad. V. Lazaryana.
3. Vyprobuvannia dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia: Navch. posibnyk. (2002). Uklad.: Hutariievych, Yu. F., & Korpach, A. O. NTU.
4. Hlaholev, N. M. (1950). Raboche protsessy dvigatelei vnutrenneho sgoraniia. Mashhiz.
5. Hutariievych, Yu. F., Zerkalov, D. V., Hovorun, A. H., Korpach, A. O., & Merzhyievska, L. P. (2005). Ekolohiia ta avtomobilnyi transport: Navch. posibnyk. NTU.
6. Diachenko, V. H. (2008). Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia. Teoriia: Pidruchnyk. Za red. A. P. Marchenka. NTU "KhPI".
7. Kolosiuk, D. S., & Zerkalov, D. V. (2005). Ekspluatatsiini materialy: Pidruchnyk (2-he vyd., dopovn.). Aristei.
8. Marchenko, A. P., & Shekhovtsov, A. F. (Red.). (2004). Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: Serii pidruchnykiv u 6 tomakh. T.2. Dovodka konstruktsii forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn. Vydavnychiy tsentr NTU "KhPI".
9. Zakon Ukrainy "Pro okhoronu pratsi" vid 14.10.1992 № 2694-XII. Vidomosti Verkhovnoi Rady Ukrainy, № 49, 1992, st. 668. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12> (data zvernennia: 07.06.2025).
10. NPAOP 0.00-4.12-05. Typove polozhennia pro navchannia z pytan okhorony pratsi. Nakaz Derzhnahliadokhoronpratsi Ukrainy vid 26.01.2005 № 15. Ofitsiinyi visnyk Ukrainy, № 11, 2005, st. 574. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05> (data zvernennia: 07.06.2025).

11. NPAOP 0.00-4.15-98. Polozhennia pro rozrobku instruktsii z okhorony pratsi. Nakaz Derzhnahliadokhoronpratsi Ukrainy vid 29.01.1998 № 9. Biuleten normatyvno-pravovykh aktiv ministerstv ta vidomstv Ukrainy, № 5, 1998. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0226-98> (data zvernennia: 07.06.2025).

12. NPAOP 60.1-1.02-05. Pravyla okhorony pratsi pry ekspluatatsii ta remonti zaliznychnoho transportu. Nakaz Ministerstva transportu ta zviazku Ukrainy vid 29.03.2005 № 165. Ofitsiinyi visnyk Ukrainy, № 17, 2005, st. 921. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0408-05> (data zvernennia: 07.06.2025).

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ .....	10
ВСТУП.....	11
1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ГАЗОБМІНУ В ЕНЕРГЕТИЧНІЙ УСТАНОВЦІ ТЕПЛОВОЗА .....	13
1.1 Теоретичні основи газообміну та коефіцієнта наповнення .....	13
1.2 Фази газообміну в дизельному двигуні .....	14
1.3 Вплив турбонаддуву на коефіцієнт наповнення .....	14
1.4 Фактори, що впливають на коефіцієнт наповнення.....	15
1.5 Способи збільшення коефіцієнта наповнення енергетичної установки тепловоза .....	17
2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ 6ЧН 318/330 (Д50).....	20
2.1 Визначення основних показників роботи дизеля.....	22
2.2 Побудова індикаторної діаграми робочого процесу двигуна Д50 ....	30
2.3 Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму .....	33
2.4 Визначення сумарного обертового моменту двигуна.....	37
2.5 Визначення питомих навантажень, що діють на колінчастий вал ....	40
3 АНАЛІЗ ТА ПОРІВНЯННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ .....	42
4 ОХОРОНА ПРАЦІ .....	49
4.1 Загальні положення та правові основи охорони праці .....	49
4.2 Аналіз потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	50
4.3 Заходи та засоби забезпечення безпеки праці .....	52
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	55
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ .....	57

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,  
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

ДВЗ	Двигун внутрішнього згоряння
ККД	Коефіцієнт корисної дії
НМТ	Нижня мертва точка
КШМ	Кривошипно-шатунний механізм
ПКВ	Поворот колінчастого валу
ГРМ	Газорозподільчий механізм
ПНВД	Паливного насоса високого тиску
ЗІЗ	Засоби індивідуального захисту
ТК	Турбокопресор
ПММ	Паливомастильні матеріали

## ВСТУП

Тепловозні енергетичні установки є ключовим компонентом залізничного транспорту, від якого безпосередньо залежать ефективність, економічність та екологічні показники рухомого складу. Одним із важливих параметрів, що впливає на роботу дизельного двигуна тепловоза, є коефіцієнт наповнення – показник, що характеризує якість заповнення циліндрів повітрям (або робочою сумішшю) під час робочого циклу.

Сучасні дизельні двигуни тепловозів функціонують у складних та динамічних умовах експлуатації, що вимагає постійного вдосконалення їхніх характеристик. Зростаючі вимоги до екологічності та паливної ефективності роблять дослідження та оптимізацію процесів газообміну, зокрема коефіцієнта наповнення, надзвичайно актуальними. Недостатній коефіцієнт наповнення призводить до зниження потужності двигуна, збільшення питомої витрати палива та погіршення екологічних показників. Навпаки, підвищення коефіцієнта наповнення дозволяє досягти більшої потужності за того ж об'єму двигуна та покращити його економічність [1].

Актуальність дослідження обумовлена такими факторами.

Підвищення енергоефективності тепловозів:

– оптимізація коефіцієнта наповнення дозволяє збільшити ККД двигуна, знизити витрату палива та підвищити потужність ЕНУ без збільшення габаритів або маси;

– дослідження впливу різних факторів (тиск наддуву, температура повітря, опір впускної та випускної систем тощо) дозволяє визначити оптимальні режими роботи.

Зниження шкідливих викидів. Ефективність згоряння палива залежить від якості наповнення циліндрів. Дослідження коефіцієнта наповнення сприяє розробці екологічно чистіших двигунів, що відповідають сучасним екологічним стандартам (наприклад, Tier 3/4, Євро-5/6).

Оптимізація системи наддуву. Сучасні тепловози використовують

турбонаддув, який значно впливає на коефіцієнт наповнення. Аналіз впливу параметрів турбокомпресора (ККД, тиск наддуву, гідравлічні втрати) дозволяє підвищити стабільність роботи двигуна на різних режимах.

Підвищення надійності та ресурсу двигуна. Недостатнє або надмірне наповнення циліндрів може призводити до нестаціонарних режимів роботи, детонації, перегріву та зносу деталей. Дослідження цих факторів допомагає уникнути аварійних ситуацій та продовжити термін служби агрегатів.

Адаптація до різних умов експлуатації. Коефіцієнт наповнення залежить від зовнішніх умов (висота над рівнем моря, клімат, вологість). Вивчення цих впливів дозволяє розробити універсальні рішення для роботи тепловозів у різних регіонах.

Інтеграція сучасних систем управління. Використання цифрових систем моніторингу та адаптивного управління (наприклад, з використанням штучного інтелекту) потребує глибокого розуміння факторів, що впливають на коефіцієнт наповнення, для реалізації предиктивного регулювання.

Дослідження впливу факторів на коефіцієнт наповнення енергетичної установки тепловоза є актуальним завданням, оскільки його результати сприятимуть підвищенню ефективності, екологічності та надійності залізничного транспорту, що особливо важливо в умовах пошуку альтернативних джерел енергії та зростання вимог до енергозбереження.

*Об'єкт дослідження:* енергетична установка тепловоза як комплексна система, що складається з дизельного двигуна, турбокомпресора (системи турбонаддуву).

*Предмет дослідження:* вплив експлуатаційних та конструктивних факторів на коефіцієнт наповнення циліндрів дизельного двигуна енергетичної установки тепловоза та його взаємозв'язок з ефективністю роботи (потужністю, економічністю) установки в цілому.

# 1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ГАЗОБМІНУ В ЕНЕРГЕТИЧНІЙ УСТАНОВЦІ ТЕПЛОВОЗА

## 1.1 Теоретичні основи газообміну та коефіцієнта наповнення

Газообмін у циліндрах двигуна внутрішнього згорання – це сукупність процесів, що відбуваються під час впуску свіжого заряду та випуску відпрацьованих газів. Ці процеси є визначальними для наповнення циліндрів і, відповідно, для ефективності згорання палива.

Коефіцієнт наповнення ( $\eta_v$ ) – це безрозмірна величина, що характеризує ефективність заповнення робочого об'єму циліндра свіжим зарядом (повітрям або паливоповітряною сумішшю) під час такту впуску. Він визначається як відношення маси свіжого заряду, що надійшов у циліндр за один робочий цикл, до маси заряду, який міг би заповнити робочий об'єм циліндра за умов впуску (або стандартних умов).

Математично коефіцієнт наповнення можна виразити як [2]:

$$\eta_v = \frac{m_v}{m_0} = \frac{m_v}{V_h \cdot \rho_0} \quad (1.1)$$

де:  $m_v$  – фактична маса свіжого заряду, що надійшов у циліндр за цикл, кг;  
 $m_0$  – теоретична маса заряду, яка б заповнила робочий об'єм  $V_h$  при параметрах впуску (або стандартних умовах  $T_0, P_0$ ), кг;  
 $V_h$  – робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>;  
 $\rho_0$  – густина свіжого заряду при параметрах впуску (або стандартних умовах), кг/м<sup>3</sup>.

Високий коефіцієнт наповнення свідчить про ефективний газообмін, що дозволяє спалити більшу кількість палива за один цикл, забезпечуючи тим самим більшу потужність двигуна. Навпаки, низький коефіцієнт наповнення обмежує кількість палива, що може бути спалене, зменшуючи потужність та збільшуючи питому витрату палива через неоптимальний режим роботи.

## 1.2 Фази газообміну в дизельному двигуні

Процес газообміну складається з двох основних фаз:

*Фаза впуску.* Починається з відкриття впускного клапана (або вікна) і триває до його закриття. Під час цієї фази відбувається надходження свіжого заряду повітря (для дизелів) або паливоповітряної суміші (для бензинових двигунів) у циліндр під дією різниці тисків [3]. На ефективність цієї фази впливають:

- тиск перед впускним клапаном (тиск наддуву); температура повітря на впуску;
- опір впускного тракту (включно з повітряним фільтром, повітроводами, клапанами);
- площа прохідного перерізу впускних клапанів та їх фази газорозподілу;
- швидкість поршня.

*Фаза випуску.* Починається з відкриття випускного клапана (або вікна) і триває до його закриття. На цьому етапі відбувається виведення відпрацьованих газів з циліндра. Ефективність фази випуску впливає на чистоту залишкових газів у циліндрі, що, своєю чергою, впливає на масу свіжого заряду, який може увійти в циліндр. Фактори впливу:

- тиск у випускному колекторі;
- опір випускного тракту (включно з випускним колектором, турбокомпресором, глушником);
- площа прохідного перерізу випускних клапанів та їх фази газорозподілу;
- тиск відпрацьованих газів після згоряння.

## 1.3 Вплив турбонадуву на коефіцієнт наповнення

Сучасні дизелі тепловозів майже завжди оснащуються системами турбонадуву. Турбонадув значно підвищує коефіцієнт наповнення, оскільки він примусово подає повітря в циліндри під тиском, вищим за атмосферний. Це дозволяє збільшити масу повітря, що надходить у циліндр, і, як наслідок,

спалити більше палива, підвищивши потужність двигуна без збільшення його робочого об'єму [4].

Ефективність турбонаддуву залежить від:

1. Ступеня підвищення тиску (ступінь наддуву). Вищий ступінь наддуву зазвичай призводить до більшого коефіцієнта наповнення.

2. Температури повітря після компресора. Стиснене повітря нагрівається, що зменшує його густину. Тому використання проміжних охолоджувачів (інтеркулерів) після турбокомпресора є критично важливим для підвищення коефіцієнта наповнення. Охолоджене повітря має більшу густину, що дозволяє подати більшу масу заряду.

3. Ефективності компресора та турбіни. ККД елементів турбокомпресора безпосередньо впливає на загальну ефективність системи наддуву.

#### **1.4 Фактори, що впливають на коефіцієнт наповнення**

Коефіцієнт наповнення є інтегральним показником і залежить від великої кількості взаємопов'язаних факторів, які можна умовно розділити на конструктивні, режимні та експлуатаційні.

1. Конструктивні фактори:

– Діаметр і кількість впускних/випускних клапанів. Більша площа прохідного перерізу клапанів сприяє кращому газообміну.

– Фази газорозподілу. Моменти відкриття та закриття клапанів, а також тривалість їхнього відкриття, суттєво впливають на процеси впуску та випуску. Наприклад, перекриття клапанів (коли обидва клапани відкриті одночасно наприкінці випуску та на початку впуску) використовується для кращого продування циліндрів.

– Форма і розміри впускних та випускних каналів. Оптимізація геометрії каналів дозволяє мінімізувати гідравлічний опір та забезпечити оптимальний потік газу.

– Конструкція турбокомпресора. Тип компресора, його аеродинамічні характеристики, наявність та ефективність проміжного охолоджувача повітря.

– Робочий об'єм циліндра та хід поршня. Впливають на інерційні процеси в газах.

## 2. Режимні фактори:

– Частота обертання колінчастого вала. Зі збільшенням частоти обертання час, доступний для газообміну, зменшується, що зазвичай призводить до зниження коефіцієнта наповнення на високих обертах через збільшення опору потоку.

– Навантаження двигуна. Зміна навантаження може впливати на температуру та тиск відпрацьованих газів, а отже, на роботу турбокомпресора і тиск наддуву.

– Температура навколишнього повітря. Вища температура повітря на впуску зменшує його густину, що негативно впливає на масу заряду.

– Атмосферний тиск. На висоті над рівнем моря атмосферний тиск нижчий, що знижує густину повітря та зменшує коефіцієнт наповнення, якщо немає ефективної системи наддуву [5].

## 3. Експлуатаційні фактори:

– Засмічення повітряного фільтра. Збільшує опір впускного тракту, що безпосередньо знижує тиск перед циліндрами і, відповідно, коефіцієнт наповнення.

– Засмічення випускного тракту. Збільшує опір випуску, що призводить до зростання залишкових газів у циліндрі та зменшення свіжого заряду.

– Стан клапанів та їхніх сідел. Зношеність, нагар на клапанах або негерметичність клапанів призводять до втрат заряду та погіршення газообміну.

– Стан турбокомпресора. Знос підшипників, пошкодження лопаток, засмічення компресора або турбіни знижують його ефективність.

– Температура охолоджуючої рідини та мастила. Можуть опосередковано впливати на теплові деформації елементів газорозподільного механізму.

Розуміння взаємодії цих факторів є критично важливим для оптимізації роботи дизеля тепловоза. Наступні розділи роботи будуть присвячені

детальному аналізу впливу окремих факторів, методам їх вимірювання та моделювання, а також розробці практичних рекомендацій.

### 1.5 Способи збільшення коефіцієнта наповнення енергетичної установки тепловоза

Коефіцієнт наповнення – це відношення дійсної кількості повітря (або робочої суміші), що надійшла в циліндр, до теоретично можливої кількості за даних умов. Його підвищення дозволяє збільшити потужність, ефективність та екологічність дизельного двигуна тепловоза [6, 7].

Основні способи збільшення коефіцієнту наповнення:

1. Оптимізація системи наддуву:

– Застосування турбонаддуву з підвищеним ККД (наприклад, турбокомпресори зі змінною геометрією (VGT) або двоступеневі системи).

– Використання інтеркулера (проміжного охолоджувача повітря) – знижує температуру повітря після компресора, збільшуючи його щільність.

– Регулювання тиску наддуву відповідно до режимів роботи двигуна (електронне управління wastegate або VGT).

Схема штатної системи наддуву дизеля Д49 наведена на рисунку 1.1.

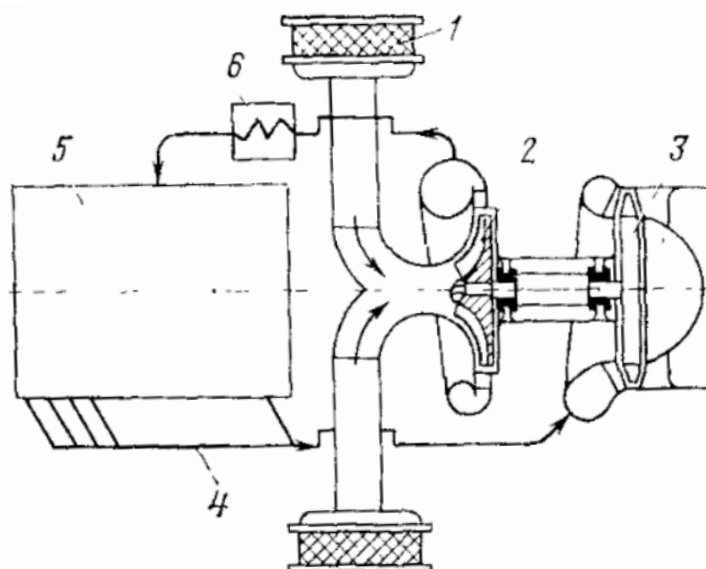


Рисунок 1.1 – Схема штатної системи наддуву дизеля Д50:

1 – фільтр; 2 – всмоктуючий патрубок компресора; 3 – турбіна турбокомпресора; 4 – випускний колектор; 5 – дизель; 6 – інтеркулер

## 2. Модернізація впускної та випускної систем:

- Зменшення аеродинамічних втрат у впускних каналах (поліпшена аеродинаміка, збільшення діаметру трубопроводів, застосування плавних вигинів).

- Оптимізація конструкції впускних клапанів (збільшення прохідного перетину, поліпшення форми та фази відкриття/закриття).

- Зниження опору випускної системи (встановлення ефективних глушників, використання труб з низькою шорсткістю).

## 3. Налаштування газорозподілу [8]:

- Оптимізація фаз газорозподілу (регулювання моментів відкриття/закриття клапанів для кращого наповнення циліндрів).

- Застосування систем зміни фаз газорозподілу (VVT) – дозволяє адаптувати роботу клапанів до різних режимів навантаження.

## 4. Підвищення якості повітря:

- Ефективна очистка повітря (вдосконалені повітряні фільтри з низьким опором).

- Охолодження повітря на впуску (використання інтеркулерів або систем водяного охолодження).

## 5. Застосування рециркуляції вихлопних газів (EGR) з оптимізацією:

- Контрольована рециркуляція вихлопних газів для зниження температури згоряння без значного зменшення коефіцієнту наповнення.

- Використання охолоджуваних EGR-систем для збереження щільності повітряного заряду.

## 6. Використання електронних систем управління. Адаптивне регулювання параметрів двигуна (в реальному часі на основі даних датчиків тиску, температури, кутової швидкості).

## 7. Термодинамічні та конструктивні вдосконалення:

- Зменшення втрат у циліндропоршневій групі (поліпшений матеріал поршневих кілець, зниження тертя).

- Оптимізація ступеня стиснення для конкретного типу палива та режимів роботи.

Отже, підвищення коефіцієнта наповнення енергетичної установки тепловоза можна досягти за рахунок комплексу технічних та технологічних рішень, спрямованих на оптимізацію наддуву, газообміну, систем управління та конструкції двигуна. Це дозволить підвищити ККД, знизити витрату палива та зменшити шкідливі викиди, що є особливо актуальним у сучасних умовах енергоефективності та екологічних вимог. В даній роботі ми виконуємо розрахунки відповідно до одного з найбільш перспективних методів оптимізації – регулювання тиску наддуву відповідно до режимів роботи двигуна на базі дизеля типу Д50 з варіаціями тиску наддуву 0,156-0,172 МПа.

### **Висновки до розділу 1**

1. Визначено ключову роль коефіцієнта наповнення. Встановлено, що цей параметр прямо впливає на ефективну потужність, економічність та екологічні показники дизельних двигунів тепловозів.

2. Систематизовано основні фактори впливу. Ідентифіковано та класифіковано експлуатаційні (режим роботи двигуна, температура та тиск наддувного повітря, стан фільтрів) та конструктивні (параметри турбокомпресора, фази газорозподілу, геометрія впускних/випускних систем) фактори, що впливають на коефіцієнт наповнення.

3. Оглянуто існуючі методи дослідження. Проаналізовано сучасні підходи до вимірювання та моделювання коефіцієнта наповнення, виявлено їх переваги та обмеження для застосування в умовах енергетичних установок тепловозів.

4. Обґрунтовано актуальність дослідження. Визначено прогалини в існуючих знаннях або необхідність уточнення впливу конкретних факторів на коефіцієнт наповнення тепловозних двигунів в умовах їх експлуатації або ремонту.

5. Сформульовано теоретичну базу для подальших досліджень. На основі огляду літератури та аналізу визначено теоретичні передумови для проведення практичних розрахунків або експериментальних досліджень у наступних розділах роботи.

## 2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

### ДИЗЕЛЯ 6ЧН 318/330 (Д50)

Підвищення ефективності дизельних двигунів тепловозів є однією з пріоритетних задач у сучасному залізничному транспорті. Ключовим фактором, що визначає потужнісні та економічні характеристики двигуна, є якість газообміну, що безпосередньо виражається через коефіцієнт наповнення циліндрів. Серед численних параметрів, що впливають на цей показник, тиск повітря в наддувному колекторі відіграє вирішальну роль, оскільки він прямо визначає масу свіжого заряду, що надходить у циліндр.

В сучасних дизелях тепловозів для досягнення високих значень коефіцієнта наповнення широко застосовуються системи турбонаддуву. Вони забезпечують подачу повітря під тиском, що перевищує атмосферний, тим самим значно збільшуючи масове наповнення циліндрів і, відповідно, можливість спалення більшої кількості палива за робочий цикл. Оптимізація тиску наддуву є важливим завданням, оскільки його недостатнє значення обмежує потужність та економічність двигуна, тоді як надмірне може призвести до небажаних явищ, таких як підвищення температурних навантажень та механічних напружень [8].

Цей розділ присвячений детальному дослідженню впливу різних значень тиску повітря в наддувному колекторі на коефіцієнт наповнення дизеля тепловоза. Зокрема, буде проведено аналітичний розрахунок та обґрунтування для базового варіанту з тиском наддуву  $P_k=0,156$  МПа. Цей розрахунок дозволить встановити методику оцінки коефіцієнта наповнення та виявити його залежність від заданого тиску.

Результати розрахунків для інших варіантів тиску наддуву –  $P_k=0,164$  МПа та  $P_k=0,172$  МПа – будуть представлені та проаналізовані в наступному розділі, де буде проведено порівняльний аналіз та визначено оптимальні умови роботи енергетичної установки тепловоза [2]. Вихідні дані до розрахунку робочого процесу дизеля 6ЧН 318/330 наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до розрахунку робочого процесу дизеля бЧН

Назва параметру	Величина
Тактність дизеля $\tau$	4
Кількість циліндрів дизеля $i$	6
Частота обертання колінчастого вала дизеля $n$ , $\text{с}^{-1}$	12,5
Діаметр циліндра $D$ , мм	318
Хід поршня відповідно $S$ , мм	330
Коефіцієнт продувки циліндра дизеля $\varphi$	1,05
Механічний ККД дизеля $\eta_M$	0,84
Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda$	0,192
Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha$	1,98
Тиск повітря в надувному колекторі, МПа	
– варіант 1	0,156
– варіант 2	0,164
– варіант 3	0,172
Температура повітря в надувному колекторі, $^{\circ}\text{C}$	55
Геометрична ступінь стиснення $\varepsilon$	12,5
Дійсна ступінь стиснення $\varepsilon_v$	0
Коефіцієнт залишкових газів $\gamma$	0,02
Найбільший тиск згоряння $p_z$ , МПа	7
Коефіцієнт виділення тепла $\xi_z$	0,82
Маса поршня $M_n$ , кг	54
Маса шатуна $M_{ш}$ , кг	98
Склад 1 кг дизельного палива в частках маси: $C$	0,87
$H$	0,126
$O$	0,004
Теплота згоряння дизельного палива $H_u$ , кДж/кг	42500

## 2.1 Визначення основних показників роботи дизеля

Для аналізу індикаторної діаграми необхідно спершу розрахувати об'єми циліндра, що відповідають станам "а", "b" і "с". Ці об'єми, включаючи робочий об'єм, будуть представлені в м<sup>3</sup>:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S; \quad (2.1)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 0,318^2}{4} \cdot 0,330 = 0,0262 \text{ м}^3.$$

Ступінь стиснення  $\varepsilon$  – це відношення найбільшого об'єму циліндра  $V_{max}$  до найменшого  $V_{min}$ , тобто:

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (2.2)$$

Цей вираз дозволяє обчислити об'єм камери згоряння, який вимірюється в м<sup>3</sup>:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}; \quad (2.3)$$

$$V_c = \frac{0,0262}{12,5 - 1} = 0,00228 \text{ м}^3.$$

Розраховуються об'єми камери згоряння, які корелюють з положеннями "а" і "b":

$$V_a = V_b = V_c + V_h; \quad (2.4)$$

$$V_a = V_b = 0,00262 + 0,00228 = 0,0285 \text{ м}^3.$$

Для чотиритактного дизеля, виходячи з експериментальних результатів, тиск на момент початку стиснення дорівнює  $p_a \approx (0,9 \dots 0,96) p_K$ , приймаємо:

$$p_a = 0,95 \cdot 0,148 = 0,156 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнтом залишкових газів  $\gamma$  являється відношення кількості залишкових газів  $M_2$  до свіжого заряду, тобто  $\gamma = \frac{M_2}{M_i}$ .

Температура робочого тіла на початку стиснення:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma}; \quad (2.5)$$

де  $T_k$  – температура повітря перед впуском органами дизеля, К,

$$T_k = t_k + 273;$$

$\gamma$  – прийняти згідно з вихідними даними,  $\gamma=0,02$ ;

$\Delta T$ ,  $T_r$  – коефіцієнти, відповідно до експериментальних даних  $\Delta T = 10 \dots 15$ ;

$$T_r = 800 \dots 900 \text{ К};$$

$$T_a = \frac{328 + 10 + 0,02 \cdot 800}{1 + 0,02} = 347 \text{ К}.$$

Ступінь заповнення циліндра свіжим зарядом, відомий як коефіцієнт наповнення, визначається як відношення фактичної маси повітря, що надійшла до початку стиснення, до об'єму повітря, яке могло б зайняти робочий об'єм циліндра при вхідних параметрах (тиск  $P_0$  та температура  $T_0$ ). Математично коефіцієнт наповнення виражається так:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a \cdot T_k}{p_k \cdot T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}; \quad (2.6)$$

$$\eta_v = \frac{12,5}{12,5 - 1} \cdot \frac{0,148 \cdot 328}{0,156 \cdot 347} \cdot \frac{1}{1 + 0,02} = 0,955.$$

Тиск робочого тіла наприкінці компресії (точка C):

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (1.7)$$

де  $n_1$  – показник політропи стиснення, визначений по експериментальних даних,  $n_1 = 1,36 \dots 1,38$ , приймаємо  $n_1 = 1,38$ .

$$p_c = 0,148 \cdot 12,5^{1,38} = 4,82 \text{ МПа};$$

Температура повітря в кінці стиснення (точка C):

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (2.8)$$

$$T_c = 347 \cdot 12,5^{1,38-1} = 906 \text{ К.}$$

Кінцеві параметри згорання (точка  $z$ ) описуються тиском та температурою. Для встановлення температури спочатку слід розрахувати відповідні величини, пов'язані з процесом горіння. Це включає визначення молярної кількості газів, що утворюються при повному згоранні 1 кг палива визначеного складу з теоретично необхідним повітрям:

$$M_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0; \quad (2.9)$$

де  $C, H$  – склад вуглецю і водню в дизельному паливі.

$$M_0 = \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{2} + 0,79 \cdot 495 = 0,526 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}.$$

Кількість повітря  $M_1$  в молях, що витрачається для згорання 1 кг палива:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0; \quad (2.10)$$

$$M_1 = 1,98 \cdot 0,495 = 0,980 \text{ кмоль/кг.}$$

Молярний об'єм (у кіломолях) продуктів, що утворюються при згоранні 1 кг палива за заданого коефіцієнта надлишку повітря:

$$M_2 = M_0 + (\alpha - 1) \cdot L_0; \quad (2.11)$$

$$M_2 = 0,526 + (1,98 - 1) \cdot 0,495 = 1,01 \text{ кмоль/кг.}$$

Об'ємна частка газів  $r_0$  в продуктах згорання дизеля:

$$r_0 = \frac{M_0}{M_2}; \quad (2.12)$$

$$r_0 = \frac{0,526}{1,01} = 0,521;$$

Об'ємна частка надлишкового повітря  $r_\alpha$  в продуктах згорання дизеля:

$$r_\alpha = 1 - r_0; \quad (2.13)$$

$$r_\alpha = 1 - 0,521 = 0,479.$$

Коефіцієнт молекулярної зміни при згоранні палива дорівнює:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}; \quad (2.14)$$

$$\mu_0 = \frac{1,01}{0,98} = 1,03.$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни рівний

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}; \quad (2.15)$$

$$\mu = \frac{1,03 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,03.$$

Ступінь підвищення тиску при згоранні в двигуні:

$$\lambda_z = \frac{P_z}{P_c}; \quad (2.16)$$

$$\lambda_z = \frac{7}{4,82} = 1,45.$$

Температура робочого тіла в кінці процесу горіння  $t_z$  визначається з рівняння згорання палива:

$$(R_\mu + C_{vmz}) \cdot t_z = \frac{1}{\mu} \cdot \left[ \frac{\xi_z \cdot H}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + C_{vmc} \cdot t_c + \lambda_z \cdot R_\mu \cdot T_c \right] - 273 \cdot R_\mu; \quad (1.17)$$

де  $R_\mu$  – універсальна газова постійна, кмоль/(кг·К),  $R_\mu = 8,314$ ;

$C_{vmz}$  – середня молярна теплоємність суміші при постійному об'ємі згорання в точці  $z$ , кДж/(кгК);

$\xi_z$  – коефіцієнт виділення тепла до точки  $z$ ;

$H_u$  – нижня теплота згорання палива;

$T_c, t_c$  – температури робочого тіла.

Теплоємності робочого тіла визначаються на основі їх температурної залежності  $t$ :

– повітря:

$$C_{vm1} = 20,455 + 3,095 \cdot 10^{-3} \cdot t - 3,137 \cdot 10^{-7} \cdot t^2; \quad (2.18)$$

– чисті продукти згорання:

$$C_{vm0} = 21,991 + 4,929 \cdot 10^{-3} \cdot t - 6,783 \cdot 10^{-7} \cdot t^2. \quad (2.19)$$

Теплоємності  $c_{vmc}$  і  $c_{vmz}$  визначаються зі співвідношень:

$$c_{vmc} = \frac{C_{vm1} + \gamma \cdot C_{vm0}}{1 + \gamma}; \quad (2.20)$$

$$C_{vmz} = r_{\alpha} \cdot C_{vm1} + r_0 \cdot C_{vm0}. \quad (2.21)$$

Приймемо, що  $c_{vmz}$  залежить від температури  $t_z$ , рівняння (2.21) вираховують методом послідовних наближень  $|\Delta t| \leq 25$ .

Розрахунок для  $t = t_c = 636^\circ\text{C}$ :

$$C_{vm1} = 22,4 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C});$$

$$C_{vm0} = 24,8 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C}).$$

$$c_{vmc} = 22,5 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C}).$$

Позначимо праву частину рівняння літерою «D», тоді

$$D = \frac{1}{\mu} \cdot \left[ \frac{\xi_z \cdot H}{M_1 \cdot (1 + \gamma)} + C_{vmc} \cdot t_c + \lambda_z \cdot R_{\mu} \cdot T_c \right] - 273 \cdot R_{\mu}; \quad (2.22)$$

$$D = 56686.$$

Приймаємо перше наближення:  $t_{z1} = 1600^\circ\text{C}$ .

Виконуємо розрахунки для  $t = t_{z1}$ :

$$C_{vm1} = 24,7 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C});$$

$$C_{vm0} = 28,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C});$$

$$c_{vmz} = 25,4 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{C}).$$

Тоді:

$$t_{z1} = \frac{D}{R_{\mu} + c_{vmz}}; \quad (2.23)$$

$$t_{z1} = \frac{56686}{8,314 + 25,4} = 1682 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Виконуємо перевірку збіжності:

$$|\Delta t| = |t_z - t_{z1}|; \quad (2.24)$$

$$|\Delta t| = |1682 - 1600| = 82 > 25.$$

Отже, збіжність не забезпечується.

Приймаємо наступне наближення:  $t_{z2} = 1682$ .

Проводимо розрахунки для  $t = t_{z2}$ :

$$C_{vm1} = 24,8 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^{\circ}\text{C});$$

$$C_{vm0} = 28,4 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^{\circ}\text{C});$$

$$c_{vmz} = 25,5 \text{ кДж}/(\text{кг} \times ^{\circ}\text{C}).$$

Тоді:

$$t_{z2} = \frac{56686}{8,314 + 25,5} = 1677 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Виконуємо збіжність:

$$|\Delta t| = |1677 - 1682| = 5 < 25.$$

Тобто збіжність забезпечується.

Після визначення температури:

$$T_z = 273 + t_z. \quad (2.25)$$

Ступінь поперечного розширення визначається:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda_z \cdot T_c}; \quad (2.26)$$

$$\rho = \frac{1,03 \cdot 1950}{1,45 \cdot 906} = 1,53.$$

Виконуємо розрахунок  $V_z$ :

$$V_z = V_c \cdot \rho; \quad (2.27)$$

$$V_z = 0,00228 \cdot 1,53 = 0,00349 \text{ м}^3.$$

Тиск  $p_b$  і температура  $T_b$  робочого тіла в кінці процесу розширення:

$$p_b = p_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2}}; \quad (2.28)$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}, \quad (2.29)$$

де  $\delta$  – ступінь послідовного розширення:

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}; \quad (2.30)$$

$$\delta = \frac{12,5}{1,53} = 8,17.$$

Тоді:

$$p_b = p_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2}}, \quad (2.31)$$

де  $n_2$  – середній показник політропи розширення газів,  $n_2 = 1,28$ ;

$$p_b = \frac{7}{8,17^{1,28}} = 0,476 \text{ МПа.}$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}; \quad (2.32)$$

$$T_b = \frac{1950}{8,17^{1,28-1}} = 1083 \text{ К.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск:

$$p_{ip} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda_z (\rho - 1) + \frac{\lambda_z \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (1.33)$$

$$p_{ip} = 1,12 \text{ МПа.}$$

Середній індикаторний тиск дійсного циклу:

$$p_i = \varphi_n \cdot p_{ip}, \quad (2.34)$$

де  $\varphi_n$  – коефіцієнт повноти діаграми, який для чотиритактного двигуна,

$$\varphi_n = 0,98;$$

$$p_i = 0,98 \cdot 1,12 = 1,10 \text{ МПа.}$$

Індикаторна потужність двигуна рівна:

$$N_i = 2 \cdot 10^3 \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{\tau}; \quad (2.35)$$

$$N_i = 2 \cdot 10^3 \frac{1,10 \cdot 0,0262 \cdot 6 \cdot 12,5}{4} = 1080 \text{ кВт.}$$

Індикаторна ККД рівний:

$$\eta_i = 8,314 \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot p_i \cdot T_k}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_k}; \quad (2.36)$$

$$\eta_i = 8,314 \frac{1,98 \cdot 0,495 \cdot 1,10 \cdot 328}{42500 \cdot 0,955 \cdot 0,156} = 0,466.$$

Питома індикаторна витрата палива визначається за формулою:

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}; \quad (2.37)$$

$$b_i = \frac{3600}{42500 \cdot 0,466} = 0,182 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \times \text{год}}.$$

Ефективна потужність:

$$N_e = N_i \cdot \eta_M; \quad (2.38)$$

$$N_e = 1080 \cdot 0,84 = 907,2 \text{ кВт.}$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M; \quad (2.39)$$

$$\eta_e = 0,466 \cdot 0,84 = 0,391.$$

Ефективна питома витрата палива визначається:

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M}; \quad (2.40)$$

$$b_e = \frac{0,182}{0,84} = 0,217 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \times \text{год}}.$$

Година витрата палива дизелем:

$$B = b_e \cdot N_e; \quad (2.41)$$

$$B = 0,217 \cdot 1080 = 197 \text{ кг/год.}$$

Витрата повітря дизелем:

$$G_n = \varphi \cdot \alpha \cdot L'_0 \cdot B; \quad (2.42)$$

$$G_n = 1,05 \cdot 1,98 \cdot 14,3 \cdot 197 = 5869 \text{ кг/год.}$$

Кількість відпрацьованих газів можна визначити за формулою:

$$G_2 = (1 + \varphi \cdot \alpha \cdot L'_0) \cdot B; \quad (2.43)$$

$$G_2 = (1 + 1,05 \cdot 1,98 \cdot 14,3) \cdot 197 = 6066 \text{ кг/год.}$$

## 2.2 Побудова індикаторної діаграми робочого процесу двигуна Д50

Для чотиритактного дизельного двигуна Д50 (рис. 2.1, а) процес наповнення циліндра свіжим повітрям відображаємо лінією  $r-a$  і випуску відпрацьованих газів (лінія  $b-a-r$ ). Умовно приймаємо, що тиск по лінії  $r-a$  зберігається постійним при  $P_r = P_a$ .

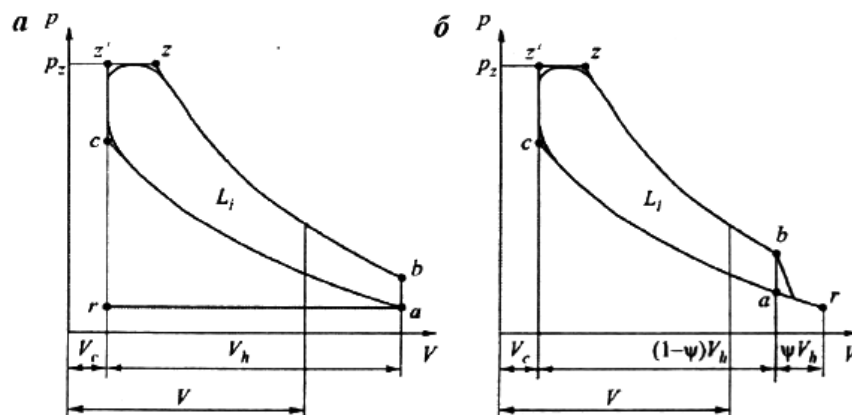


Рисунок 2.1 – Розрахункові індикаторні діаграми двигунів у координатах  $p - V$ :

а – чотиритактного; б – двотактного

Проміжні координати політроп стиснення та розширення розраховуються за наступними формулами:

– політропа стиснення:

$$p = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V} \right)^{n_1}; \quad (2.44)$$

– політропа розширення:

$$p = p_Z \cdot \frac{1}{\left( \frac{V}{V_Z} \right)^{n_2}}. \quad (2.45)$$

При заданому куті повороту валу поточний об'єм:

$$V = V_c + F_n \cdot S, \quad (2.46)$$

де  $F_n$  – площа поперечного перерізу поршня, м<sup>2</sup>;

$S$  – переміщення поршня від ВМТ, м;

$V_c$  – об'єм камери згорання, м<sup>3</sup>.

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}; \quad (2.47)$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 0,318^2}{4} = 0,0793 \text{ м}^2.$$

Всі обчислення заносяться в таблиці 2.2:

- колонка 1 – кут  $\varphi$  повороту колінчастого валу від 0° до 180° через кожні 15°;
- колонка 2 – переміщення поршня  $S$ ;
- колонка 3 – добуток  $F_n \cdot S$ ;
- колонка 4 – поточний об'єм циліндра  $V$ ;
- колонка 5 – відношення об'ємів  $V_a / V$ ;
- колонка 6 – значення  $(V_a / V)^{n_1}$ ;
- колонка 7 – поточний тиск  $p$  на лінії стиснення;
- колонка 8 – відношення об'ємів  $V / V_Z$ ;
- колонка 9 – значення  $(V / V_Z)^{n_2}$  політропи розширення;
- колонка 10 – поточний тиск  $p$  на лінії розширення.

По даним табл. 2.2 будуємо індикаторну діаграму (рис. 2.2).

По індикаторній діаграмі визначаємо середній індикаторний тиск  $p_i$ .

За допомогою комп'ютерних розрахунків середній індикаторний тиск становить:

$$P_i = 1,617 \text{ МПа.}$$

Таблиця 2.2 – Розрахунок політроп стиснення і розширення дизеля

$\varphi, ^\circ$	$S, \text{ м}$	$F \cdot S, \text{ м}^2$	$V, \text{ м}^3$	стиснення			розширення		
				$V_d/V$	$(V_d/V)^{n1}$	$p, \text{ МПа}$	$V/V_z$	$(V/V_z)^{n2}$	$p, \text{ МПа}$
0	0	0	12,5	32,6	0,00228	4,82	0,653	0,580	7
5,0	0,0144	0,00114	8,33	18,6	0,00342	2,75	0,980	0,974	7
10,0	0,0288	0,00228	6,25	12,5	0,00456	1,85	1,31	1,41	7
15,0	0,0432	0,00342	5,00	9,22	0,00570	1,36	1,63	1,87	5,31
20,0	0,0574	0,00455	4,17	7,17	0,00683	1,06	1,96	2,37	3,93
25,0	0,0713	0,00565	3,59	5,83	0,00793	0,863	2,27	2,86	3,10
30,0	0,0855	0,00678	3,15	4,87	0,00906	0,721	2,60	3,40	2,53
35,0	0,0990	0,00785	2,82	4,18	0,0101	0,619	2,89	3,89	2,14
40,0	0,113	0,00895	2,54	3,62	0,0112	0,536	3,21	4,45	1,83
45,0	0,126	0,00997	2,34	3,23	0,0122	0,478	3,50	4,97	1,61
50,0	0,139	0,0110	2,14	2,86	0,0133	0,423	3,81	5,54	1,44
55,0	0,152	0,0121	1,98	2,57	0,0144	0,380	4,13	6,14	1,29
60,0	0,165	0,0131	1,85	2,34	0,0154	0,346	4,41	6,68	1,16
65,0	0,178	0,0141	1,74	2,15	0,0164	0,318	4,70	7,25	1,06
70,0	0,189	0,0150	1,65	2,00	0,0173	0,296	4,96	7,77	0,980
75,0	0,201	0,0159	1,57	1,86	0,0182	0,275	5,21	8,27	0,917
80,0	0,212	0,0168	1,49	1,73	0,0191	0,256	5,47	8,80	0,854
85,0	0,223	0,0177	1,42	1,62	0,0200	0,240	5,73	9,34	0,805
90,0	0,233	0,0184	1,38	1,56	0,0207	0,231	5,93	9,76	0,763
95,0	0,243	0,0192	1,33	1,48	0,0215	0,219	6,16	10,2	0,721
100	0,253	0,0201	1,27	1,39	0,0224	0,206	6,42	10,8	0,687
105	0,262	0,0208	1,23	1,33	0,0231	0,197	6,62	11,2	0,656
110	0,271	0,0215	1,20	1,29	0,0238	0,191	6,82	11,7	0,630
115	0,278	0,0221	1,17	1,24	0,0244	0,184	6,99	12,0	0,603
120	0,286	0,0227	1,14	1,20	0,0250	0,178	7,16	12,4	0,584
125	0,293	0,0232	1,12	1,17	0,0255	0,173	7,31	12,8	0,568
130	0,298	0,0236	1,10	1,14	0,0259	0,169	7,42	13,0	0,552
135	0,305	0,0242	1,08	1,11	0,0265	0,164	7,59	13,4	0,538
140	0,310	0,0246	1,06	1,08	0,0269	0,160	7,71	13,7	0,526
145	0,315	0,0250	1,04	1,06	0,0273	0,157	7,82	13,9	0,515
150	0,319	0,0253	1,03	1,04	0,0276	0,154	7,91	14,1	0,505
155	0,322	0,0255	1,03	1,04	0,0278	0,154	7,97	14,3	0,498
160	0,325	0,0257	1,02	1,03	0,0280	0,152	8,02	14,4	0,494
165	0,327	0,0259	1,01	1,01	0,0282	0,149	8,08	14,5	0,487
170	0,329	0,0261	1,00	1	0,0284	0,148	8,14	14,6	0,482
175	0,330	0,0261	1,00	1	0,0284	0,148	8,14	14,6	0,480
180	0,330	0,0261	1,00	1	0,0284	0,148	8,14	14,6	0,478

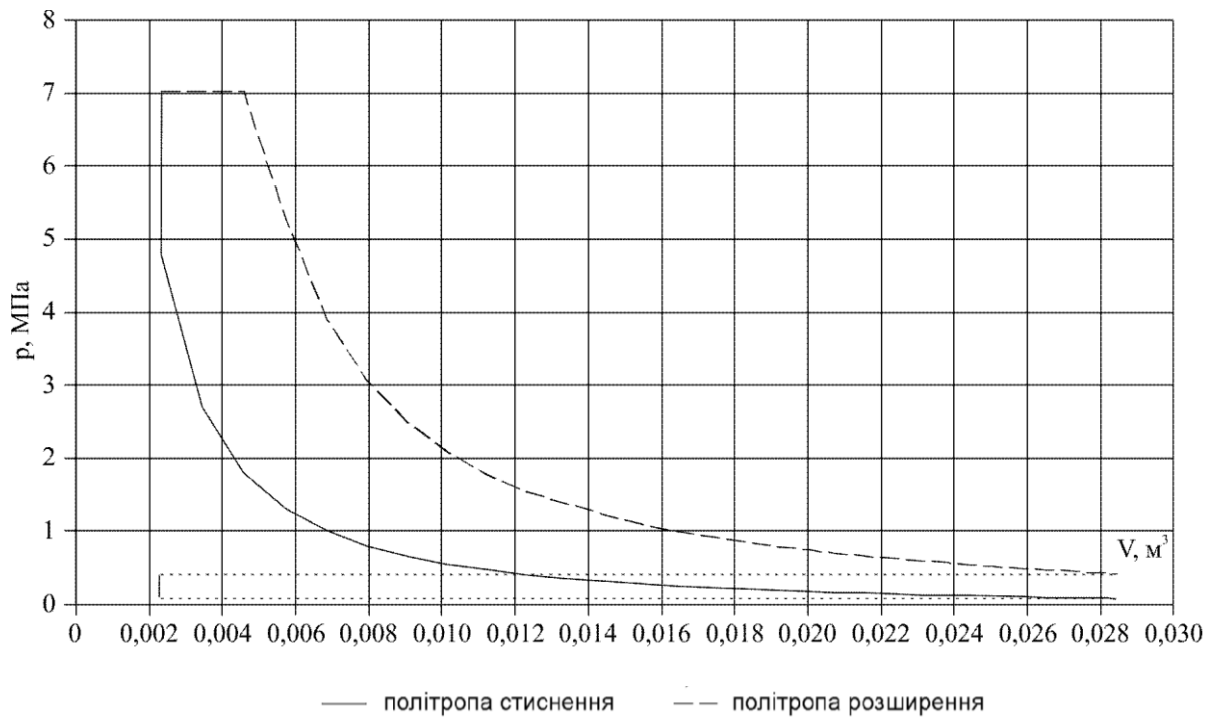


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма дизеля Д50

### 2.3 Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму

Кривошипно-шатунний механізм зазнає впливу тиску газів у циліндрі, інерційних сил поступального та обертального руху, сил тертя на ковзних поверхнях, а також сил опору, що виникають внаслідок споживання енергії (рис. 2.3).

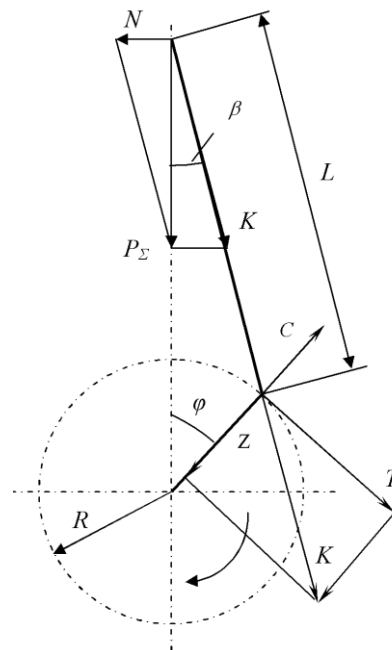


Рисунок 2.3 – Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі ДВЗ

Сила тиску газів  $p_r$  алгебраїчно складається з тиску газів на поршень зі сторони камери згорання  $p$  і тиску зі сторони кривошипної камери  $p_0$ .

$$p_r = p + p_0. \quad (2.48)$$

Тиск газів у циліндрі ( $p$ ) змінюється залежно від кута повороту кривошипа, що ілюструється індикаторною діаграмою. Питомі інерційні сили поступально рухомих мас розраховуються за формулою:

$$p_j = -10^{-6} \frac{M_{\Sigma n}}{F_g} \cdot j. \quad (2.49)$$

Сила  $P$  поділяється на складові  $K$  (вздовж шатуна) і  $N$  (нормально до осі циліндра). Потім, сила  $K$ , що діє в центрі шатунної шийки, розкладається на тангенціальну силу  $T$  (перпендикулярно кривошипу) та нормальну силу  $Z$  (вздовж кривошипа).

Питомі сили визначаємо за формулами:

$$N = p_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (2.50)$$

$$K = p_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos \beta}; \quad (2.51)$$

$$T = p_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad (2.52)$$

$$Z = p_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2.53)$$

Результати заносимо до таблиці 2.3 й будуємо залежності величини питомих сил  $N$ ,  $K$ ,  $T$  і  $Z$  від кута  $\varphi$  (рис. 2.4-2.6).

Таблиця 2.3 – Розрахунок питомих сил

$\varphi$	$P$ , МПа	$P_z$ , МПа	$P_j$ , МПа	$P_c$ , МПа	$N$ , МПа	$K$ , МПа	$T$ , МПа	$Z$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,148	0,048	-1,27	-1,23	0	-1,23	0	-1,23
15	0,148	0,048	-1,21	-1,16	0,0779	-1,16	0	-1,10
30	0,148	0,048	-1,03	-0,980	0,125	-0,988	0	-0,786
45	0,148	0,048	-0,755	-0,707	0,125	-0,718	0	-0,412
60	0,148	0,048	-0,431	-0,383	0,0806	-0,392	0	-0,122
75	0,148	0,048	-0,0986	-0,0506	0,0114	-0,0518	0	-0,00210

$\varphi$	$P$ , МПа	$P_z$ , МПа	$P_j$ , МПа	$P_c$ , МПа	$N$ , МПа	$K$ , МПа	$T$ , МПа	$Z$ , МПа
90	0,148	0,048	0,205	0,253	0	0,260	0,253	-0,0562
105	0,148	0,048	0,454	0,502	0	0,513	0,459	-0,229
120	0,148	0,048	0,637	0,685	0	0,695	0,534	-0,445
135	0,148	0,048	0,755	0,803	0	0,811	0,492	-0,644
150	0,148	0,048	0,822	0,870	0	0,874	0,366	-0,793
165	0,148	0,048	0,854	0,902	0	0,903	0,193	-0,882
180	0,148	0,0480	0,863	0,911	0	0,911	0	-0,911
195	0,149	0,0490	0,854	0,903	0,0415	0,904	0	-0,883
210	0,154	0,0540	0,822	0,876	0,0799	0,880	0	-0,799
225	0,164	0,0640	0,755	0,819	0,110	0,827	0	-0,657
240	0,178	0,0780	0,637	0,715	0,123	0,725	0	-0,464
255	0,197	0,0970	0,454	0,551	0,112	0,563	0	-0,251
270	0,231	0,131	0,205	0,336	0,0746	0,345	0	-0,0746
285	0,275	0,175	-0,0986	0,0764	0,0172	0,0783	0	0,00318
300	0,346	0,246	-0,431	-0,185	0	-0,189	0	-0,0590
315	0,478	0,378	-0,755	-0,377	0	-0,383	0	-0,220
330	0,721	0,621	-1,03	-0,407	0	-0,410	0	-0,326
345	1,36	1,26	-1,21	0,0503	0,00337	0,0504	0	0,0477
360	7,00	6,90	-1,27	5,63	0	5,63	0	5,63
375	5,31	5,21	-1,21	4,00	0	4,01	1,25	3,79
390	2,53	2,43	-1,03	1,40	0	1,41	1,31	1,12
405	1,61	1,51	-0,755	0,755	0	0,766	1,28	0,439
420	1,16	1,06	-0,431	0,629	0	0,642	1,18	0,200
435	0,917	0,817	-0,0986	0,718	0	0,736	1,04	0,0299
450	0,763	0,663	0,205	0,868	0	0,890	0,887	-0,193
465	0,656	0,556	0,454	1,01	0	1,03	0,732	-0,460
480	0,584	0,484	0,637	1,12	0	1,14	0,591	-0,728
495	0,538	0,438	0,755	1,19	0	1,20	0,485	-0,957
510	0,505	0,405	0,822	1,23	0	1,23	0,441	-1,12
525	0,487	0,387	0,854	1,24	0	1,24	0,266	-1,21
540	0,478	0,378	0,863	1,24	0	1,24	0	-1,24
555	0,478	0,378	0,854	1,23	0,0567	1,23	0	-1,20
570	0,478	0,378	0,822	1,20	0,109	1,21	0	-1,09
585	0,478	0,378	0,755	1,13	0,152	1,14	0	-0,909
600	0,478	0,378	0,637	1,01	0,175	1,03	0	-0,659
615	0,478	0,378	0,454	0,832	0,169	0,849	0	-0,379
630	0,478	0,378	0,205	0,583	0,129	0,598	0	-0,129
645	0,478	0,378	-0,0986	0,279	0,0628	0,286	0	0,0116
660	0,478	0,378	-0,431	-0,0534	0	-0,0546	0,0519	-0,0170
675	0,478	0,378	-0,755	-0,377	0	-0,383	0,314	-0,220
690	0,478	0,378	-1,03	-0,650	0	-0,655	0,397	-0,521
705	0,478	0,378	-1,21	-0,832	0	-0,834	0,269	-0,789
720	0,478	0,378	-1,27	-0,896	0	-0,896	0	-0,896

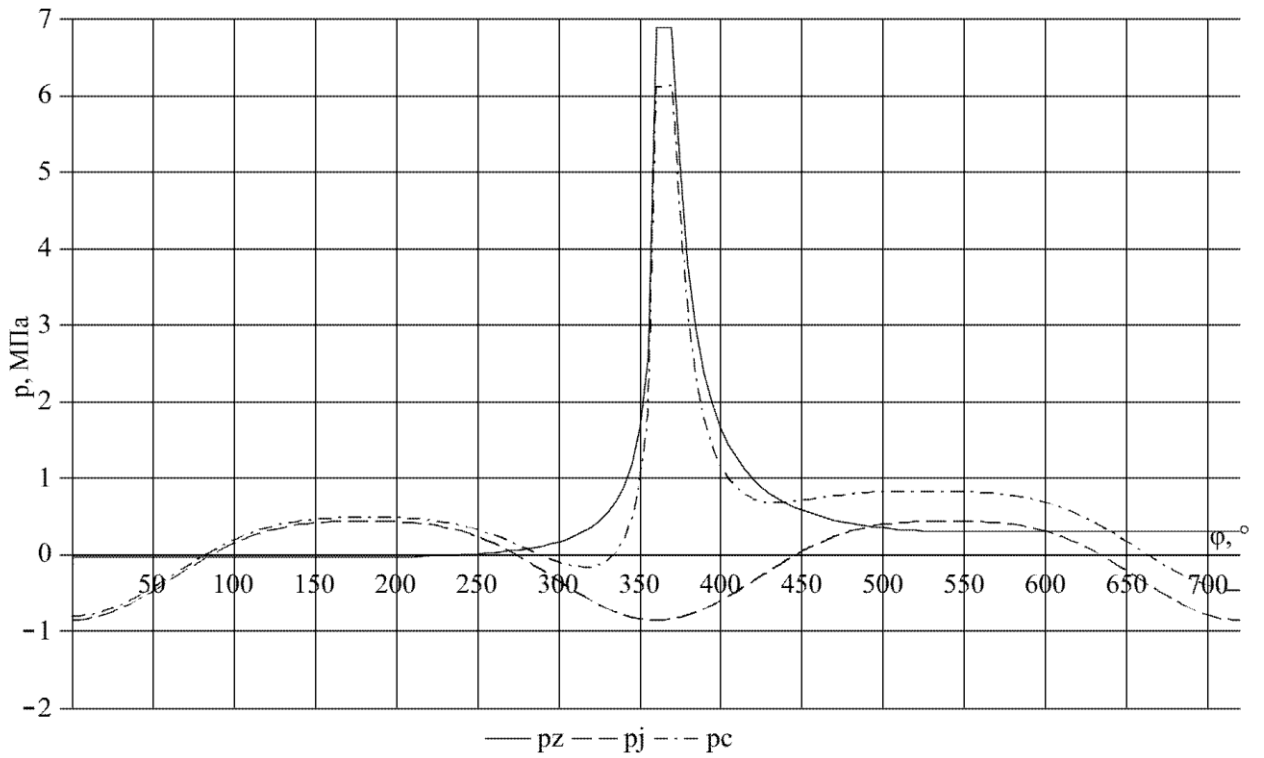


Рисунок 2.4 – Залежності тиску газів, питомої сили інерції і їх результуючої від кута повороту колінчатого вала

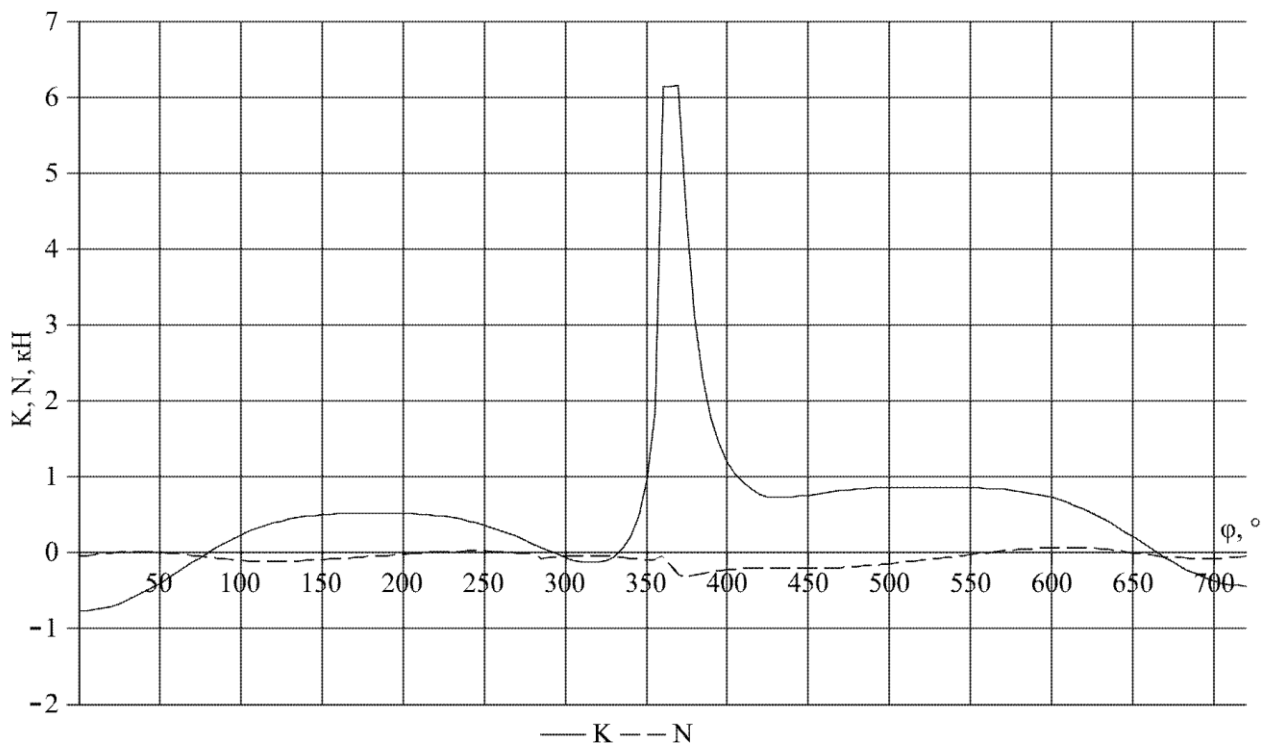


Рисунок 2.5 – Залежність питомих сил  $K$  і  $N$  від кута повороту колінчатого вала

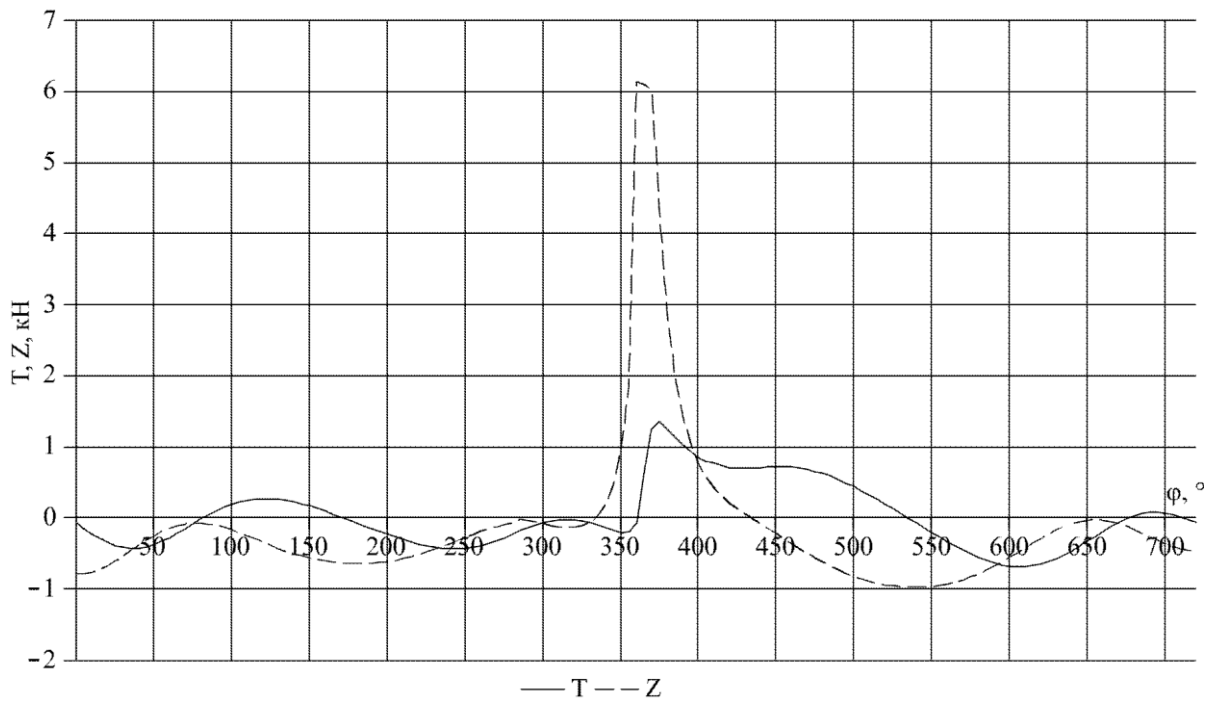


Рисунок 2.6 – Залежності питомих сил  $T$  і  $Z$  від кута повороту колінчатого валу

#### 2.4 Визначення сумарного обертального моменту двигуна

Обертальний момент, створюваний тангенціальною силою  $T$  на  $i$ -му кривошипі вала двигуна, має величину в кНм, яку можна визначити за формулою:

$$M_i = 10^3 \cdot T \cdot F_{II} \cdot R, \quad (2.54)$$

де  $T$  – питома тангенціальна сила;

$F_n$  – площа поршня, м;

$R$  – радіус кривошипа, м.

У багатоциліндровому двигуні сумарний обертальний момент  $M_{ДВ}$ , що знімається із валу відбору потужності, являє собою суму обертальних моментів усіх окремих циліндрів  $M_i$ .

Сумарний обертальний момент двигуна  $M_{ДВ}$  це періодична функція з кутовим періодом  $\Delta\varphi_{СП}$ , тому немає необхідності виконувати підсумовування  $M_i$  на кутовому інтервалі, що відповідає всьому робочому циклу ( $720^\circ$  – для чотиритактних й  $360^\circ$  – для двотактних).

Сумарний графік (рис. 2.7) являє собою в масштабі графік сумарного обертового моменту двигуна  $M_{ДВ}$ . Цей графік також буде періодичною функцією з періодом  $\Delta\varphi_{КР}$ . Підсумовування графіків тангенціальних сил воноуємо в табличній формі (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Сумарний обертовий момент циліндрів і двигуна

$\varphi, ^\circ$	$T, \text{МПа}$	$M, \text{кНм}$	$T\Sigma, \text{МПа}$	$M\Sigma, \text{кНм}$
0	-0	-0	-0	-0
15	-0,375	-4,90	-0,375	-4,90
30	-0,598	-7,80	-0,598	-7,80
45	-0,593	-7,76	-0,593	-7,76
60	-0,37	-4,82	-0,37	-4,82
75	-0,05	-0,655	-0,05	-0,655
90	0,25	3,26	0,25	3,26
105	0,460	6,00	0,460	6,00
120	0,534	6,98	0,534	6,98
135	0,491	6,43	0,491	6,43
150	0,37	4,82	0,37	4,82
165	0,18	2,36	0,18	2,36
180	-0,01	-0,131	-0,01	-0,131
195	-0,19	-2,49	-0,19	-2,49
210	-0,36	-4,70	-0,36	-4,70
225	-0,506	-6,62	-0,506	-6,62
240	-0,558	-7,29	-0,558	-7,29
255	-0,546	-7,13	-0,546	-7,13
270	-0,532	-6,94	-0,532	-6,94
285	-0,512	-6,70	-0,512	-6,70
300	-0,488	-6,39	-0,488	-6,39
315	-0,45	-5,88	-0,45	-5,88
330	-0,39	-5,10	-0,39	-5,10
345	-0,26	-3,40	-0,26	-3,40
360	-0,1	-1,31	-0,1	-1,31
375	1,25	16,3	1,25	16,3
390	1,32	17,2	1,32	17,2
405	1,28	16,7	1,28	16,7
420	1,19	15,5	1,19	15,5
435	1,06	13,8	1,06	13,8
450	0,87	11,4	0,87	11,4
465	0,73	9,53	0,73	9,53
480	0,59	7,72	0,59	7,72
495	0,49	6,39	0,49	6,39
510	0,441	5,76	0,441	5,76
525	0,27	3,53	0,27	3,53
540	0,01	0,131	0,01	0,131
555	-0,29	-3,79	-0,29	-3,79
570	-0,51	-6,66	-0,51	-6,66

$\varphi, ^\circ$	$T, \text{МПа}$	$M, \text{кНм}$	$T\Sigma, \text{МПа}$	$M\Sigma, \text{кНм}$
585	-0,69	-9,02	-0,69	-9,02
600	-0,790	-10,3	-0,790	-10,3
615	-0,76	-9,92	-0,76	-9,92
630	-0,5	-6,55	-0,5	-6,55
645	-0,3	-3,92	-0,3	-3,92
660	0,1	1,31	0,1	1,31
675	0,30	3,92	0,30	3,92
690	0,39	5,10	0,39	5,10
705	0,3	3,92	0,3	3,92
720	0	0	0	0

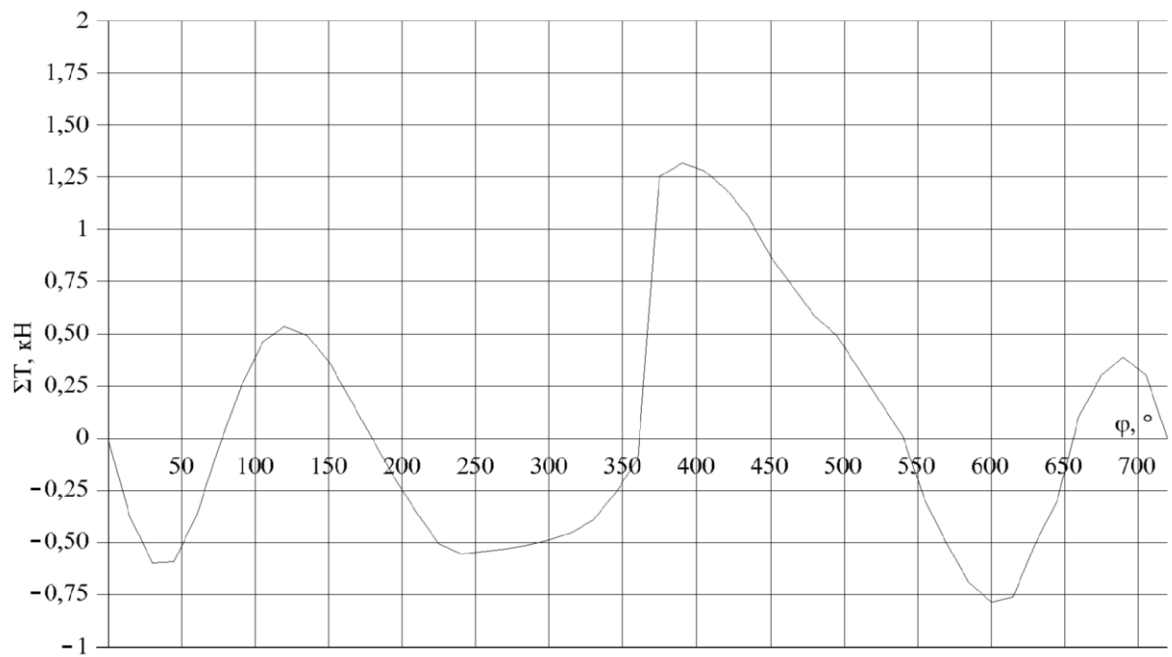


Рисунок 2.7 – Сумарна тангенціальна сила кривошипу

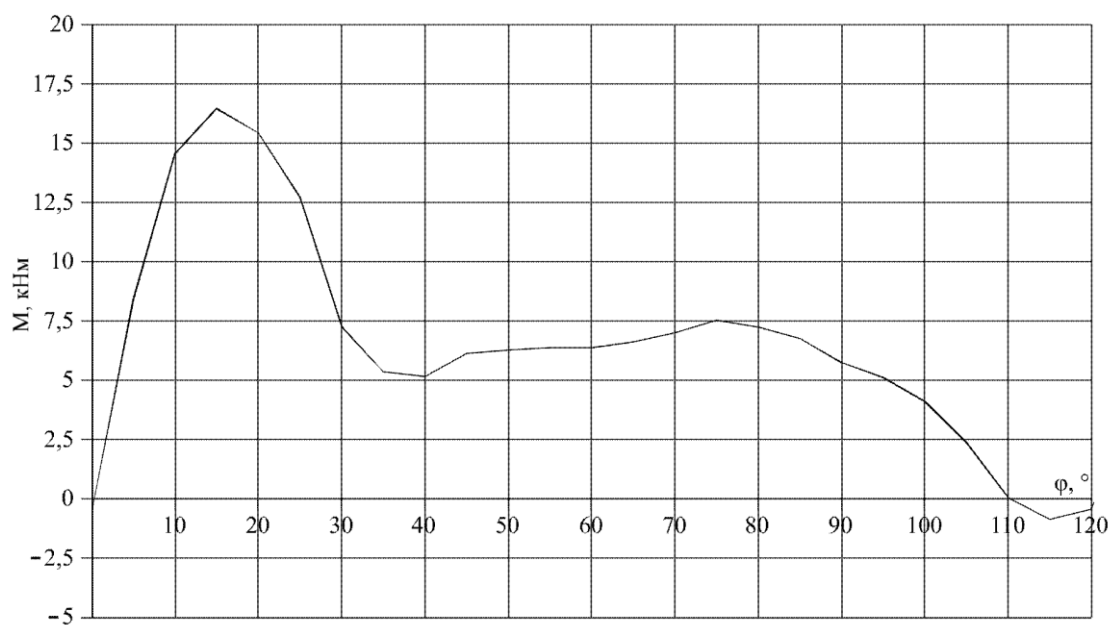


Рисунок 2.8 – Сумарний обертальний момент двигуна

## 2.5 Визначення питомих навантажень, що діють на колінчастий вал

В У V-подібних двигунах шатунна шийка зазнає впливу тангенціальних ( $T_L$ ,  $T_P$ ) та нормальних ( $Z_L$ ,  $Z_P$ ) сил від обох циліндрів, а також відцентрової сили  $C$ . Основна мета – визначити результуючу цих трьох сил для кожного кута повороту колінчастого вала протягом робочого циклу. Це досягається шляхом побудови векторної діаграми (рис. 2.9).

Процес побудови передбачає використання прямокутної системи координат  $T-Z$  (зв'язаної з кривошипом, полюс  $O$ ). Позитивні напрямки:  $Z$  – вниз,  $T$  – вправо. У цій системі сили  $T$  і  $Z$  попарно додаються для кожного кута повороту кривошипа (з кроком  $15^\circ$ ). Кінці результуючих векторів позначаються маркерами з відповідним кутом  $\varphi$ , формуючи векторну діаграму. Значення сил  $T$  та  $Z$  для кожного кута беруться з раніше побудованих графіків, при цьому необхідно суворо зберігати початковий масштаб сил для забезпечення коректності діаграми. Побудова діаграми ведеться з чітко визначеним кроком, як правило, через кожні  $15^\circ$  повороту колінчастого вала, охоплюючи весь кутовий інтервал, що відповідає тривалості повного робочого циклу двигуна. Послідовно з'єднуючи плавною кривою всі відзначені маркери, ми отримуємо завершену векторну діаграму. Якщо з початкового центра  $O$  провести вектор у будь-яку точку цієї побудованої діаграми, то він за своєю величиною та напрямком точно представлятиме рівнодіючу двох сил ( $T$  та  $Z$ ) для заданого кута повороту колінчастого вала.

Для врахування сили  $C$ , яка є постійною та направлена вздовж кривошипа (протилежно позитивній осі  $Z$ ), новий полюс діаграми  $O_1$  встановлюється шляхом відкладання відрізка  $OO_1$  (рівного  $C$  у масштабі) вздовж позитивної осі  $Z$  від початкового полюса  $O$ . Вектор, проведений від  $O_1$  до будь-якої точки діаграми, відображає рівнодіючу всіх трьох сил ( $T$ ,  $Z$ ,  $C$ ) для даного кута  $\varphi$ .

Векторна діаграма навантажень забезпечує якісне розуміння розподілу навантажень на шийці та дозволяє оцінити характер зношування. На її основі проводився розрахунок шатунних підшипників за максимальними та середніми питомими тисками і вибір антифрикційного матеріалу.

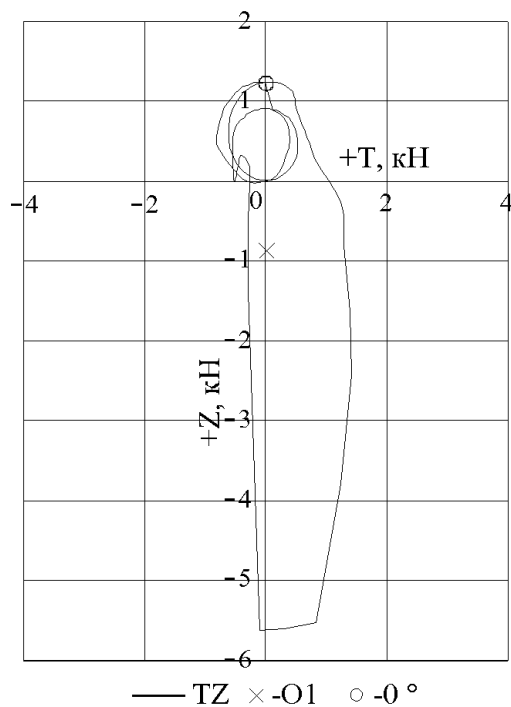


Рисунок 2.9 – Векторна діаграма

### Висновки до розділу 2

1. Підвищення потужності. Збільшення потужності турбіни прямо пропорційно веде до зростання ефективної потужності двигуна та загальної витрати палива. Це підтверджує ефективність турбонаддуву для підвищення коефіцієнта наповнення.

2. Стабільність навантажень. Незважаючи на зростання потужності, ключові параметри робочого циклу (максимальний тиск в циліндрі, динамічні сили та крутний момент) залишаються відносно незмінними. Це свідчить про те, що збільшення наповнення не призводить до критичних навантажень на механізми двигуна.

3. Вплив на ефективність. Механічний ККД залишається стабільним. Проте, при значному збільшенні потужності турбіни (на 10%), спостерігається незначне зниження ефективного ККД та зростання питомої витрати палива. Це вказує на існування оптимального діапазону коефіцієнта наповнення, за межами якого економічність може погіршуватися.

4. Оптимізація. Турбонаддув є дієвим засобом підвищення потужності, але для досягнення максимальної ефективності та економічності необхідно ретельно балансувати рівень наддуву.

### 3 АНАЛІЗ ТА ПОРІВНЯННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЯ

Аналіз базується на порівнянні результатів розрахунків для різних тисків наддуву:

1. Базовий варіант 1: тиск наддуву  $P_k=0,156$  МПа. Цей варіант слугує відправною точкою для всіх подальших порівнянь, визначаючи базову методику оцінки коефіцієнта наповнення. Результати розрахунків наведено в першому розділі.

2. Варіант 2: тиск наддуву  $P_k=0,164$  МПа, що становить збільшення на 0.008 МПа або приблизно на 5 % відносно базового варіанта (рис. 3.1 – 3.5).

3. Варіант 3: тиск наддуву  $P_k=0,172$  МПа, що становить збільшення на 0.016 МПа або приблизно на 10 % відносно базового варіанта (рис. 3.6 – 3.10).

Загалом, порівняння цих трьох варіантів тиску наддуву дозволяє виявити оптимальні режими роботи двигуна з точки зору коефіцієнта наповнення, що є критично важливим для підвищення його потужності, паливної економічності та зменшення шкідливих викидів. Отримані результати стануть основою для обґрунтування рекомендацій щодо подальшої оптимізації експлуатаційних параметрів енергетичної установки.

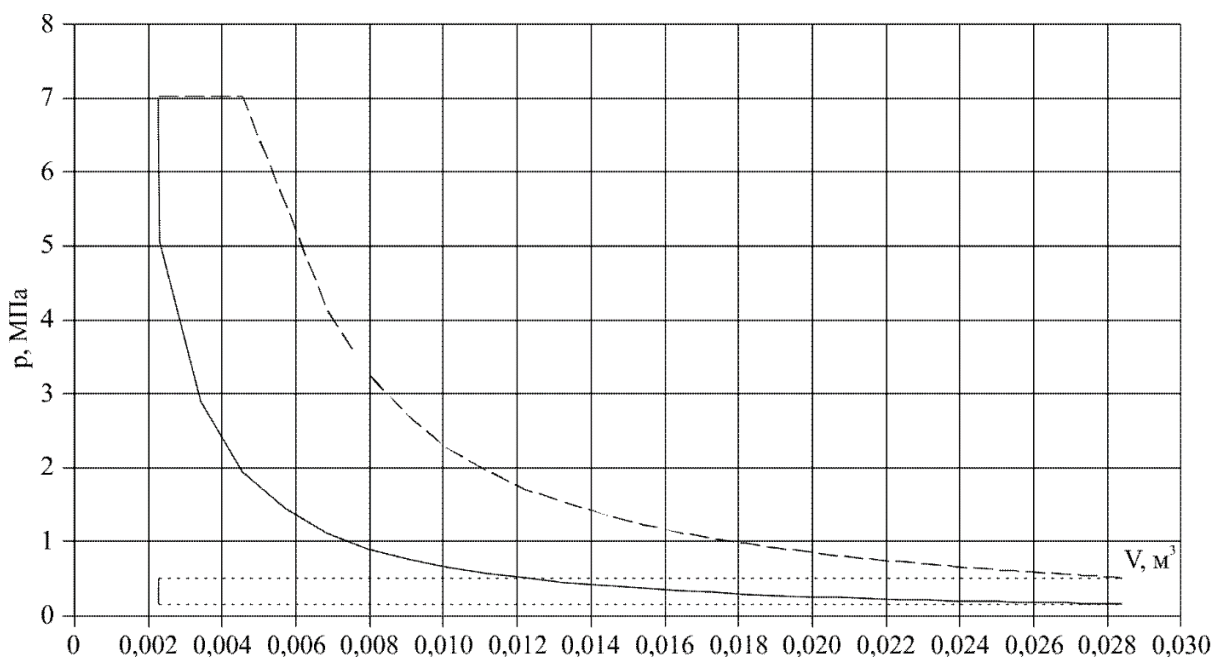


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма дизеля Д50 (потужність турбіни +5%)

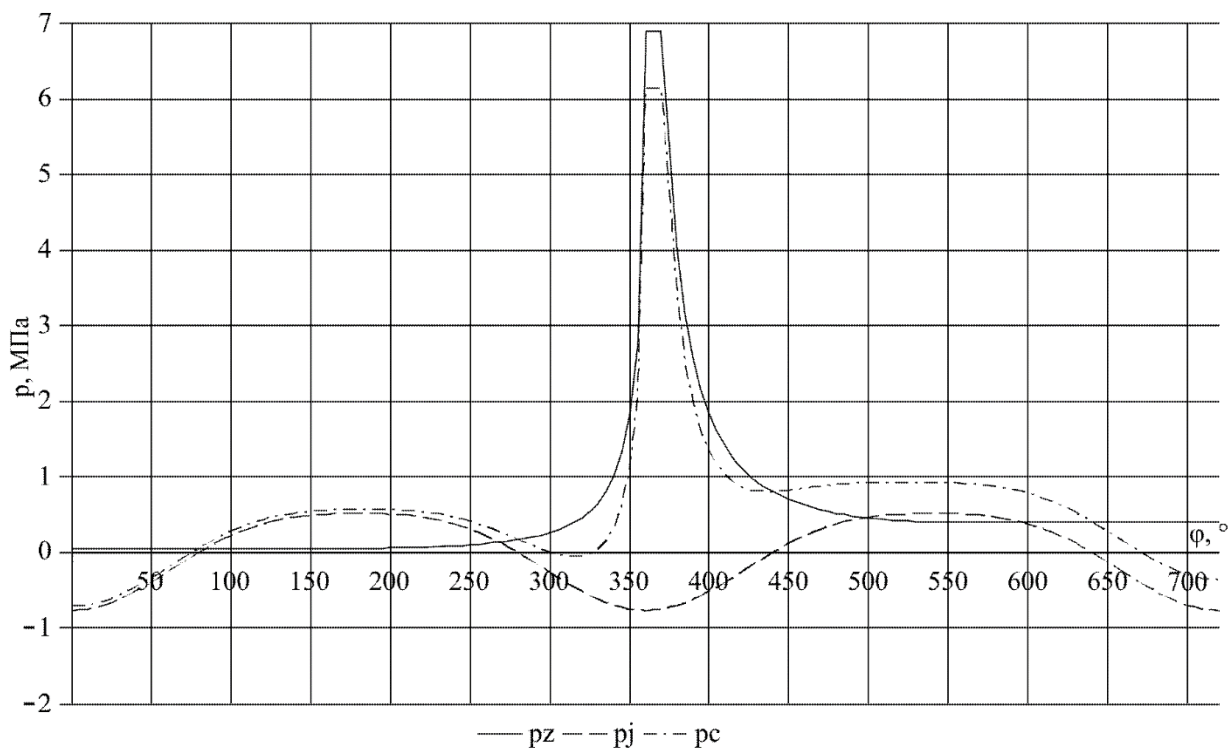


Рисунок 3.2 – Залежності тиску газів, питомої сили інерції і їх результуючої від кута повороту колінчатого вала (потужність турбіни +5%)

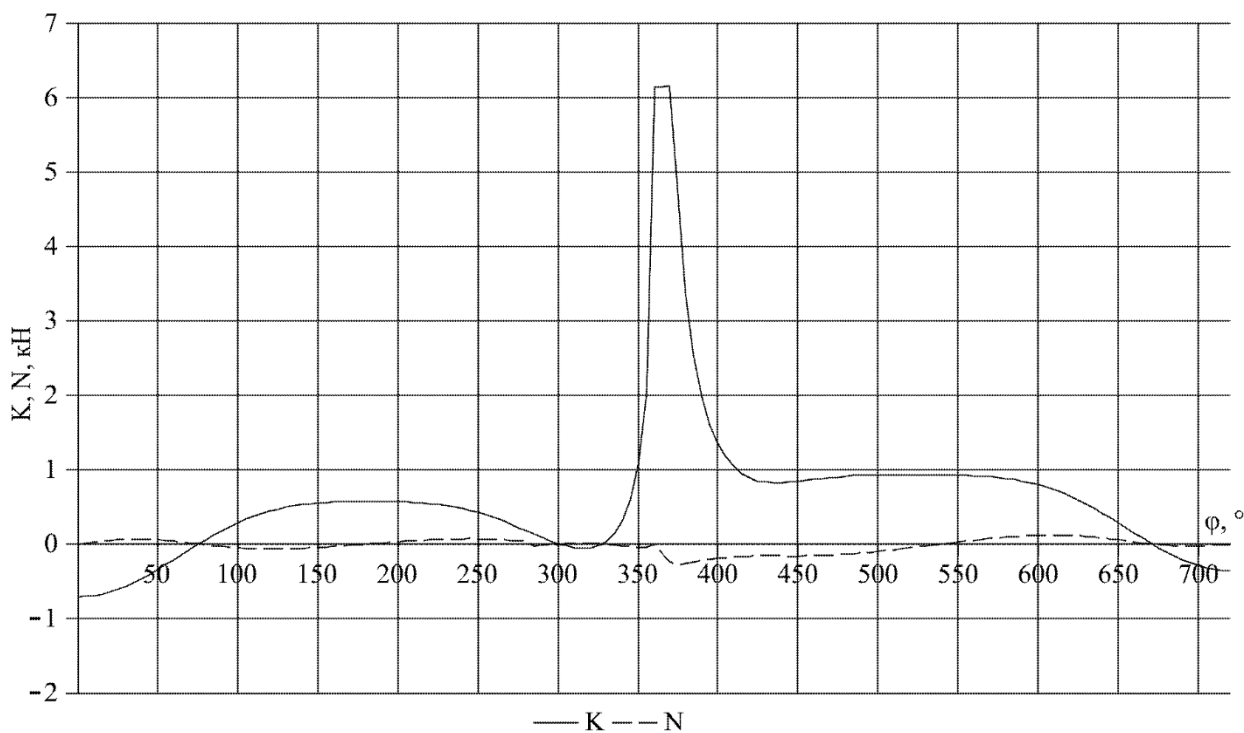


Рисунок 3.3 – Залежність питомих сил  $K$  і  $N$  від кута повороту колінчатого вала (потужність турбіни +5%)

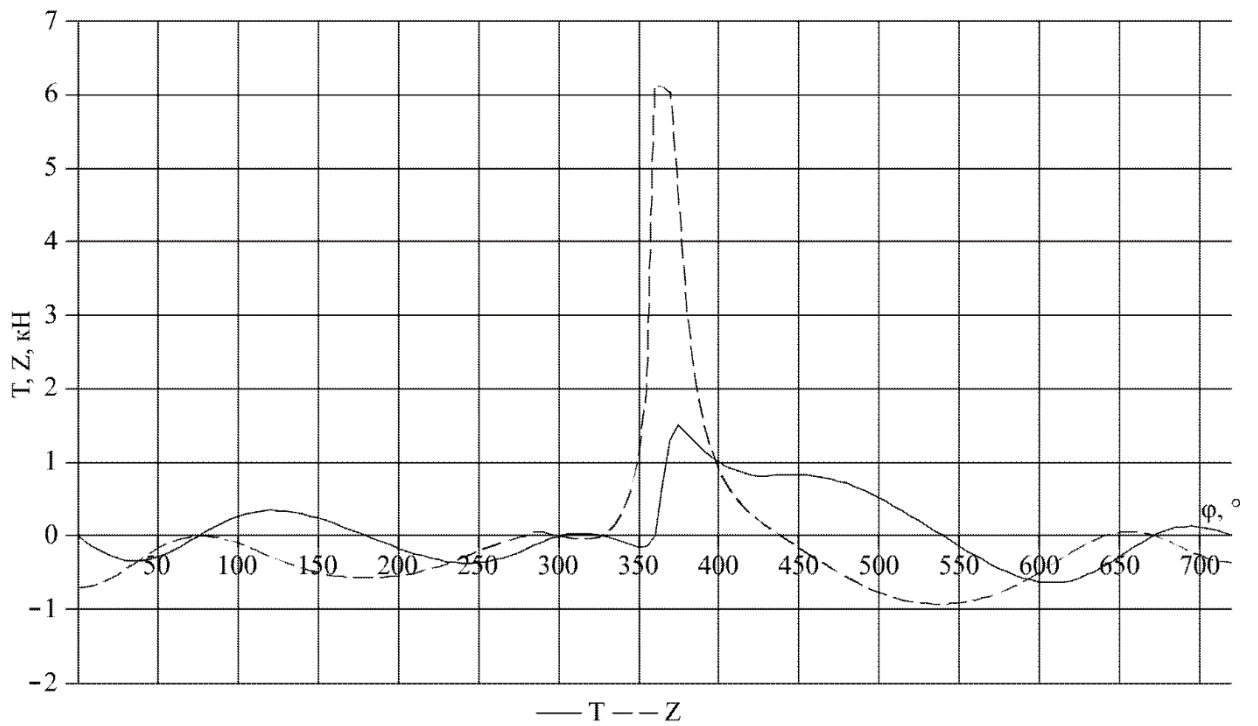


Рисунок 3.4 – Залежності питомих сил  $T$  і  $Z$  від кута повороту колінчатого валу  
(потужність турбіни +5%)

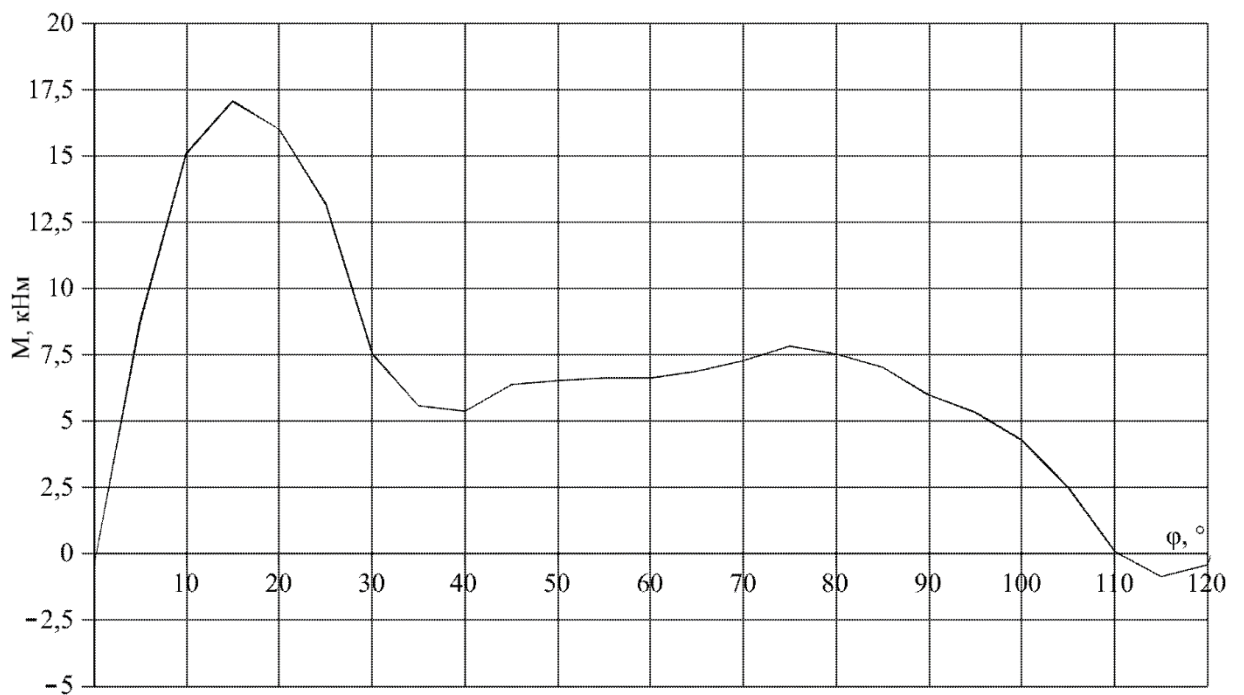


Рисунок 3.5 – Сумарний обертовий момент двигуна  $\Sigma M$   
(потужність турбіни +5%)

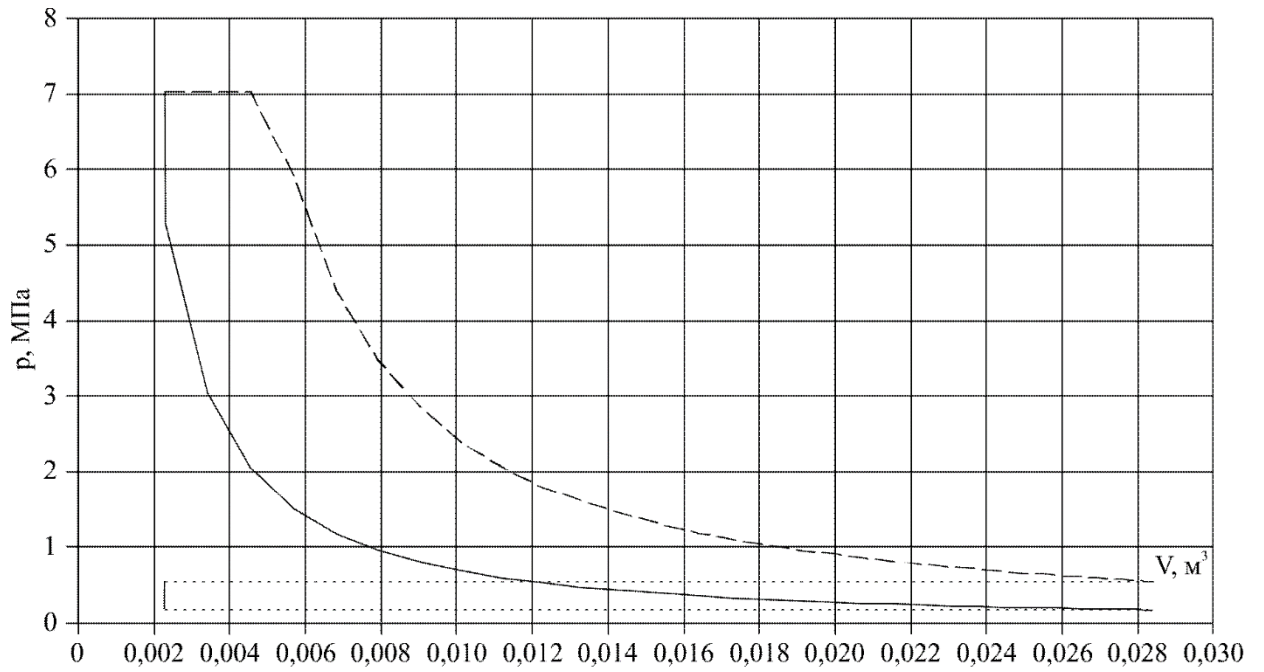


Рисунок 3.6 – Індикаторна діаграма дизеля Д50 (потужність турбіни +10%)

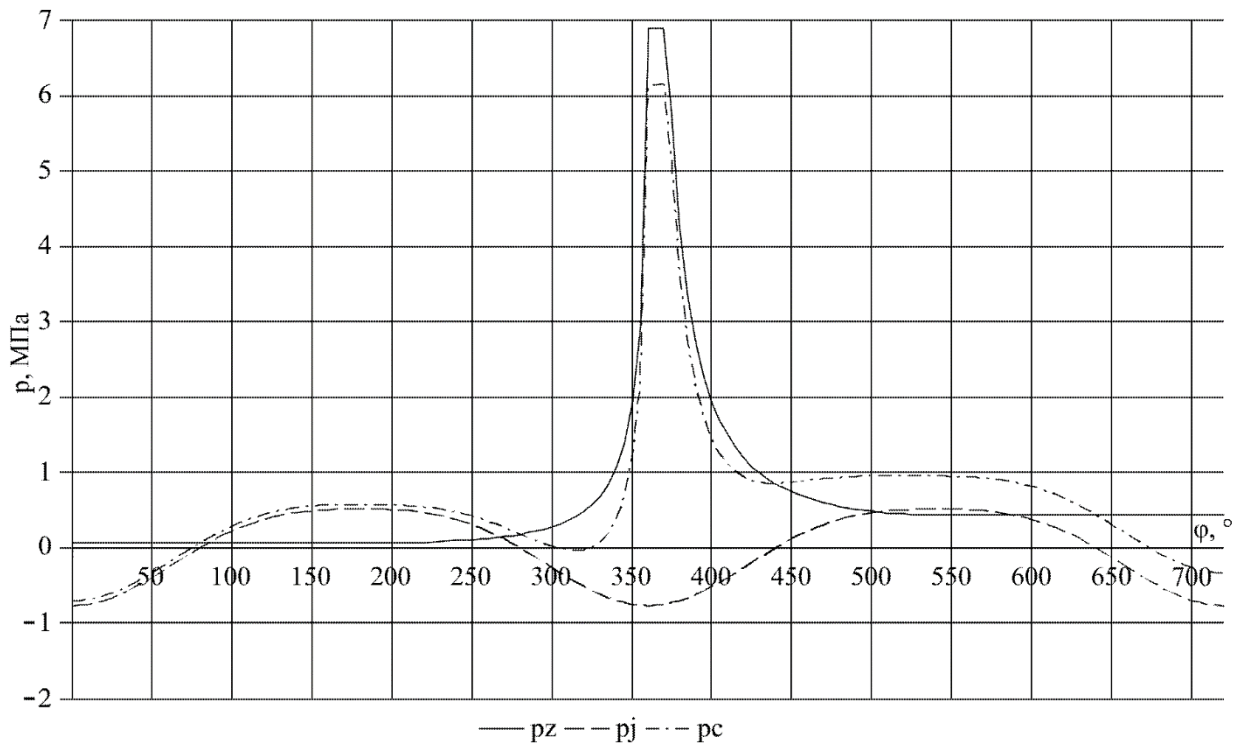


Рисунок 3.7 – Залежності тиску газів, питомої сили інерції і їх результуючої від кута повороту колінчатого вала (потужність турбіни +10%)

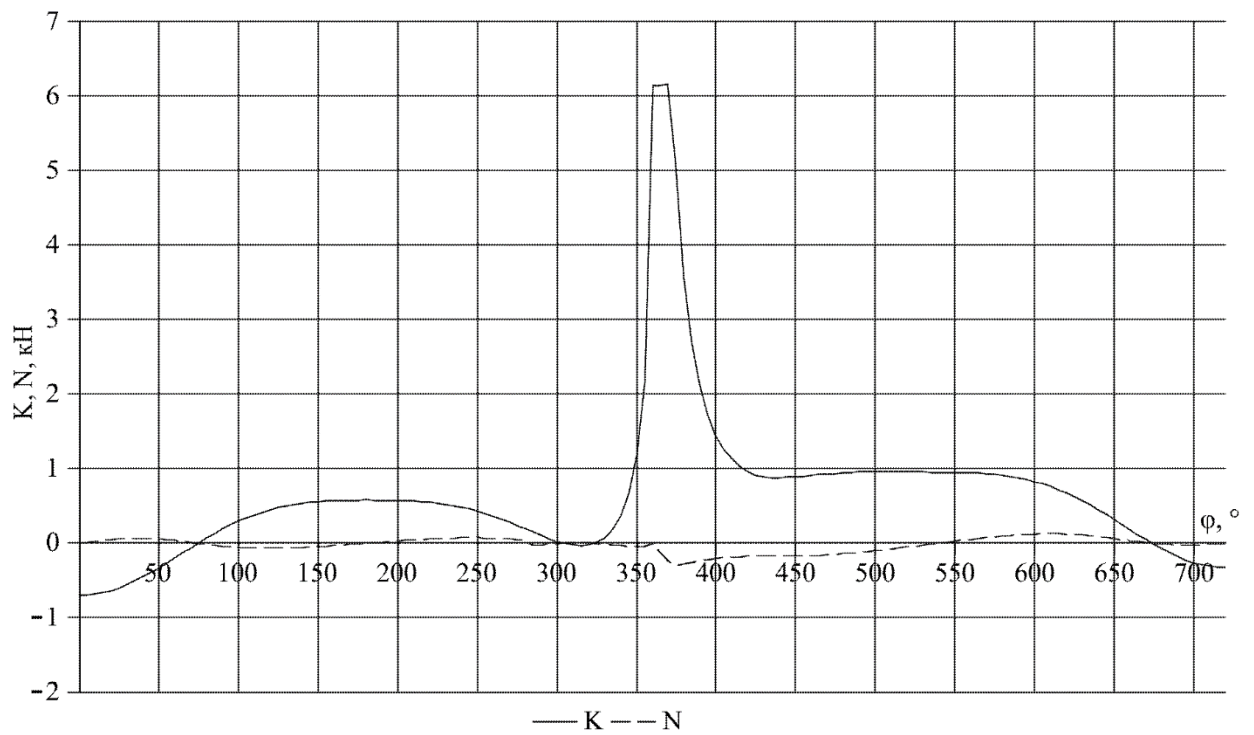


Рисунок 3.8 – Залежність питомих сил  $K$  і  $N$  від кута повороту колінчатого валу (потужність турбіни +10%)

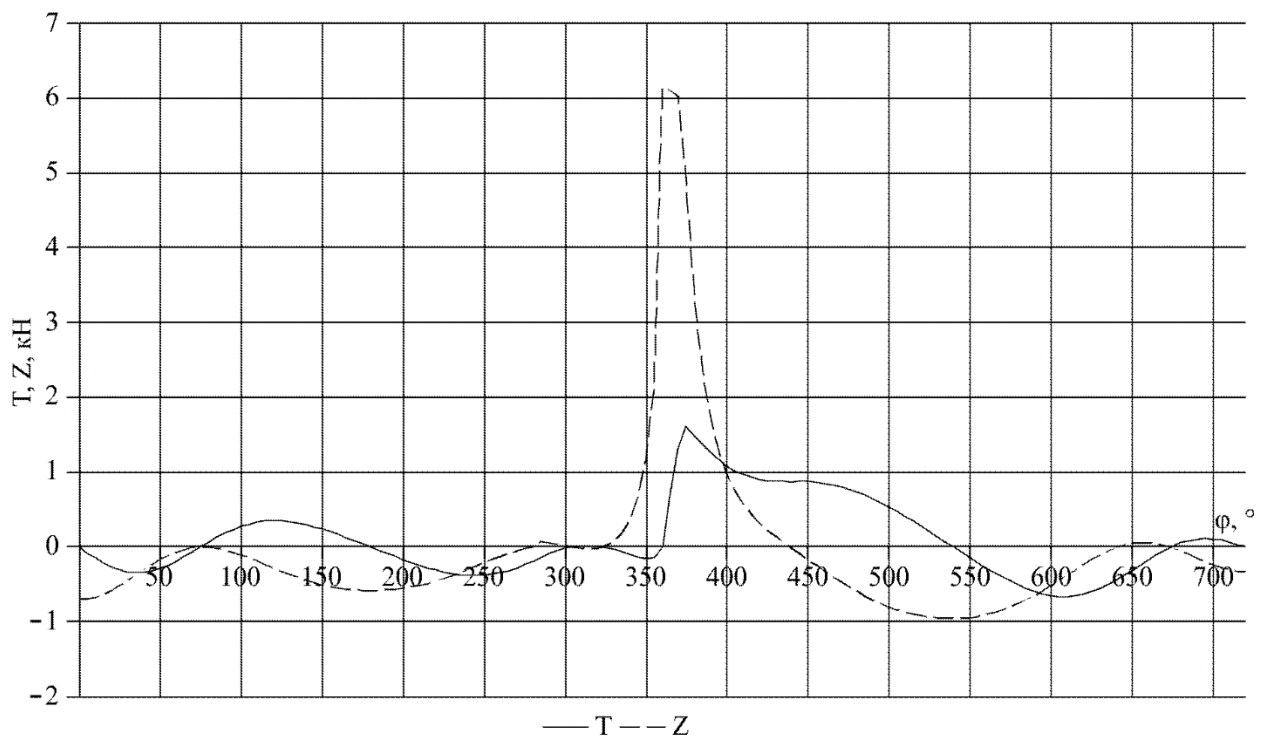


Рисунок 3.9 – Залежності питомих сил  $T$  і  $Z$  від кута повороту колінчатого валу (потужність турбіни +10%)

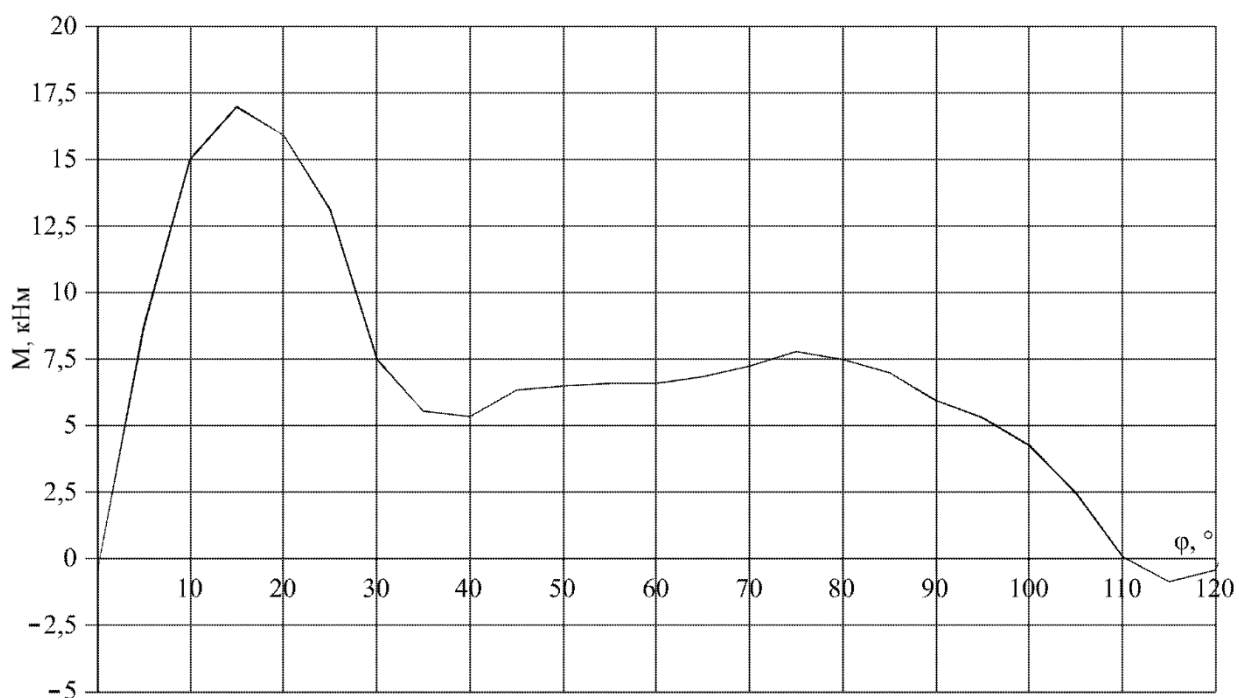


Рисунок 3.10 – Сумарний обертовий момент двигуна  $\Sigma M$   
(потужність турбіни +10%)

У таблиці 3.1 представлено вхідні параметри для розрахунків, які були використані для аналізу впливу тиску наддув та основні відмінності в результатах.

Таблиця 3.1 – Порівняння результатів розрахунків дизеля Д50 з різним ступенем наддуву

Назва параметру	Базові параметри	Потужність турбіни +5%	Потужність турбіни +10%
Ефективна потужність $N_e$ , кВт	907,2	957,6	990,4
Механічний ККД $\eta_m$	0,84	0,84	0,84
Ефективний ККД $\eta_e$	0,391	0,391	0,386
Ефективна питома витрата палива $b_e$ , кг/(кВт·год)	0,217	0,217	0,220
Загальна витрата палива $B_z$ , кг/год	197,0	208,0	218,0

### Висновки до розділу 3

1. Збільшення потужності турбіни (на 5% та 10%) призводить до значного зростання ефективної потужності двигуна та відповідного збільшення загальної витрати палива. Це свідчить про те, що турбонаддув ефективно збільшує коефіцієнт наповнення циліндрів повітрям, дозволяючи спалювати більшу масу палива за цикл.

2. Ключові параметри робочого циклу, такі як максимальний тиск у циліндрі (на P-V та P-φ діаграмах) та динамічні навантаження (сили K,N,T,Z та крутний момент M), залишаються відносно стабільними, сильно не змінюються. Це вказує на те, що зростання коефіцієнта наповнення відбувається в межах, які не призводять до екстремальних навантажень на механізми двигуна, зберігаючи його експлуатаційну надійність.

3. Зростання ефективної потужності не завжди супроводжується покращенням економічності. Механічний ККД залишається незмінним, але при збільшенні потужності турбіни на 10%, ефективний ККД дещо знижується (з 0,391 до 0,386), а питома витрата палива незначно зростає (з 0,217 до 0,220). Це свідчить про те, що існує оптимальний діапазон коефіцієнта наповнення, після якого подальше його збільшення може призводити до менш ефективного згоряння палива або інших факторів, що знижують загальну ефективність енергетичної установки.

4. Таким чином, дослідження показує, що турбонаддув є ефективним засобом підвищення потужності тепловозних двигунів за рахунок збільшення коефіцієнта наповнення. Однак, для досягнення оптимальних показників необхідно ретельно балансувати рівень наддуву, щоб уникнути зниження паливної економічності при максимальних навантаженнях.

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 4.1 Загальні положення та правові основи охорони праці

Безпека праці є невід'ємною частиною будь-якої виробничої та науково-дослідної діяльності. При проведенні досліджень впливу факторів на коефіцієнт наповнення енергетичної установки тепловоза в умовах депо та локомотиворемонтних заводів особлива увага приділяється створенню безпечних умов праці для всіх залучених працівників. Головною метою охорони праці є збереження життя, здоров'я та працездатності людини у процесі її трудової діяльності.

Правовою основою охорони праці в Україні є Конституція України, Кодекс законів про працю України (КЗпП України), Закон України №Про охорону праці» [1], а також низка підзаконних нормативно-правових актів з охорони праці (НПАОП) та державних стандартів. Ці документи визначають основні принципи державної політики в галузі охорони праці, права та обов'язки суб'єктів трудових відносин, а також встановлюють вимоги до безпечної організації робіт.

До виконання робіт, пов'язаних з дослідженням енергетичних установок тепловозів, допускаються особи, які:

- досягли 18-річного віку;
- пройшли обов'язковий медичний огляд та не мають протипоказань за станом здоров'я до виконання даного виду робіт;
- пройшли навчання та перевірку знань з питань охорони праці відповідно до Типового положення про навчання з питань охорони праці [9];
- пройшли вступний, первинний та повторні інструктажі з охорони праці на робочому місці, а також інструктаж з пожежної безпеки [9, 10];
- мають відповідну кваліфікацію та допуск до самостійної роботи;
- Забезпечені та використовують необхідні засоби індивідуального захисту (ЗІЗ).

Особи, які не пройшли необхідного навчання, інструктажів або медичного огляду, а також ті, що перебувають у стані алкогольного,

наркотичного або токсичного сп'яніння, або у хворобливому стані, до роботи не допускаються.

#### **4.2 Аналіз потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів**

Виробниче середовище депо та локомотиворемонтних заводів характеризується наявністю широкого спектру небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які можуть призвести до травм, професійних захворювань або аварій. При проведенні дослідницьких робіт з тепловозною енергетичною установкою необхідно враховувати наступні групи факторів:

##### **1. Механічні небезпеки:**

– рухомі та обертові частини обладнання. Двигуни внутрішнього згоряння, турбокомпресори, вентилятори, вали, маховики, колісні пари тепловоза, а також рухомі частини верстатів та механізмів на території заводу/депо. Контакт з цими елементами може призвести до затягування одягу, волосся, рук, або нанесення ударів;

– травми від інструментів. Використання ручного та електрифікованого інструменту, що може спричинити порізи, проколи, удари при неправильному поводженні або несправності;

– падіння предметів з висоти. При роботах на верхніх площадках тепловоза, естакадах, або при переміщенні вантажів за допомогою підіймальних механізмів;

– падіння на рівні. Слизькі поверхні (розлиті ПММ, вода), нерівності підлоги, незакріплені елементи;

– переміщення тепловозів та іншого залізничного рухомого складу. Небезпека наїзду, зіткнення, защемлення між рухомими частинами або між тепловозом та стаціонарними конструкціями;

– роботи у оглядових канавах. Ризик падіння в канаву або отримання травм при роботі в обмеженому просторі.

##### **2. Термічні небезпеки.**

– висока температура поверхонь. Корпус двигуна, вихлопні колектори, турбокомпресор, трубопроводи систем охолодження та змащення, що можуть

нагріватися до значних температур під час роботи двигуна або після його зупинки. Ризик термічних опіків;

– гарячі рідини під тиском. Охолоджуюча рідина, моторне масло та дизельне паливо в системах, що знаходяться під тиском. Небезпека розбризкування гарячих рідин при розгерметизації системи.

### 3. Хімічні небезпеки.

– пари та аерозолі паливно-мастильних матеріалів (ПММ). Дизельне паливо, моторні оливи, трансмісійні рідини, розчинники. Можуть викликати подразнення дихальних шляхів, шкіри, слизових оболонок, а також мати токсичний вплив при тривалому вдиханні або контакті;

– вихлопні гази дизельних двигунів. Містять токсичні компоненти, такі як оксиди вуглецю (CO), оксиди азоту (NO<sub>x</sub>), діоксид сірки (SO<sub>2</sub>), вуглеводні (HC) та тверді частинки (сажа). При роботі двигунів у приміщеннях без належної вентиляції можливе перевищення гранично допустимих концентрацій (ГДК) цих речовин, що може призвести до отруєнь, задухи та хронічних захворювань дихальних шляхів;

– технологічні рідини. Миючі та дезінфікуючі засоби, антифризи, що використовуються для обслуговування обладнання.

### 4. Електричні небезпеки.

– електричне обладнання тепловоза. Електричні машини (тягові генератори, електродвигуни), акумуляторні батареї, високовольтні шини, електропроводка;

– електромережі та електроінструмент. Несправна ізоляція, пошкоджені кабелі, відсутність заземлення. Ризик ураження електричним струмом.

### 5. Фізичні фактори.

– шум. Високий рівень шуму від працюючого дизельного двигуна, турбокомпресора, вентиляційних систем, компресорів, іншого технологічного обладнання. Тривалий вплив надмірного шуму може призвести до зниження слуху (професійної приглухуватості). Рівні шуму регламентуються Державними санітарними нормами виробничого шуму [11];

– вібрація. Загальна вібрація від працюючого тепловоза, обладнання, а також локальна вібрація від ручного механізованого інструменту. Тривалий вплив вібрації може спричинити вібраційну хворобу та інші порушення опорно-рухового апарату [9];

– недостатнє освітлення. Недостатнє природне або штучне освітлення у робочих зонах, особливо в оглядових канавах, може призвести до зорової перевтоми, помилок та нещасних випадків;

– протяги та перепади температур. Можливі в умовах великих виробничих приміщень, особливо в холодну пору року, що може сприяти застудним захворюванням.

#### 6. Пожежо- та вибухонебезпечність.

– легкозаймисті та горючі рідини. Дизельне паливо, моторні оливи та інші ПММ є горючими речовинами. Їх розлив, порушення правил зберігання або використання можуть призвести до пожежі;

– джерела запалювання. Відкритий вогонь (зварювальні роботи), іскри (від працюючих інструментів, короткого замикання), нагріті поверхні двигуна, тління матеріалів;

– накопичення горючих газів та парів. Можливе у невентильованих приміщеннях або канавах, що створює вибухонебезпечну суміш.

### **4.3 Заходи та засоби забезпечення безпеки праці**

Для мінімізації впливу небезпечних та шкідливих виробничих факторів та забезпечення безпечних умов праці, при проведенні досліджень необхідно застосовувати комплекс організаційних та технічних заходів:

#### ***Організаційні заходи***

1. Навчання та інструктажі. Регулярне проведення всіх видів інструктажів (вступний, первинний, повторний, позаплановий, цільовий) та навчання з питань охорони праці для всіх працівників.

2. Допуск до робіт підвищеної небезпеки. Роботи, пов'язані з випробуванням двигунів під навантаженням, обслуговуванням електроустановок, газополум'яні роботи, роботи на висоті, повинні

виконуватися за нарядом-допуском під безпосереднім контролем відповідальної особи [4].

3. Забезпечення ЗІЗ. Забезпечення працівників якісним спецодягом, спецвзуттям та іншими засобами індивідуального захисту відповідно до галузевих норм. Обов'язкове використання ЗІЗ під час роботи.

4. Медичні огляди. Проведення періодичних медичних оглядів працівників згідно з чинним законодавством.

5. Дотримання технологічної дисципліни. Суворе дотримання всіх вимог технологічних карт, інструкцій з експлуатації обладнання та інструкцій з охорони праці.

6. Організація робочого місця. Підтримання чистоти та порядку на робочому місці. Забезпечення вільних проходів та евакуаційних шляхів. Належне освітлення робочих зон, особливо в оглядових канавах. Регулярне прибирання розлитих ПММ, води, відходів виробництва. Використані обтиральні матеріали та відходи ПММ збирати у спеціальні герметичні контейнери.

### ***Технічні заходи***

1. Блокування та огороження. Встановлення захисних огорож на рухомих та обертових частинах обладнання. Використання блокувальних пристроїв, що унеможливають запуск двигуна або обладнання під час проведення робіт.

2. Вентиляція. Забезпечення ефективної припливно-витяжної вентиляції у виробничих приміщеннях, цехах та особливо в оглядових канавах. Вентиляція повинна забезпечувати видалення вихлопних газів та підтримання концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони на рівні, що не перевищує ГДК [11].

3. Заземлення. Забезпечення надійного заземлення всього електрообладнання та металевих корпусів тепловозів, що стоять на ремонтних позиціях [5].

4. Засоби пожежогасіння. Оснащення робочих місць, цехів та депо первинними засобами пожежогасіння (вогнегасники пінні, вуглекислотні,

порошкові; ящики з піском; пожежні щити). Забезпечення доступу до пожежних гідрантів [10].

5. Безпечне зберігання ПММ. Зберігання паливно-мастильних матеріалів у спеціально відведених місцях, у герметичній та промаркованій тарі, з дотриманням норм пожежної безпеки.

6. Безпечний інструмент. Використання справного, сертифікованого інструменту. Регулярна перевірка справності електроінструменту та відповідності його вимогам електробезпеки.

7. Системи оповіщення. Встановлення систем оповіщення про небезпеку (наприклад, звукові та світлові сигнали при переміщенні тепловоза).

#### **Висновки до розділу 4**

1. Акцентовано на важливості безпеки. Підкреслено пріоритет безпеки праці при проведенні досліджень енергетичних установок тепловозів в умовах депо та ремонтних заводів, базуючись на чинному законодавстві та нормативно-правових актах України.

2. Ідентифіковано специфічні ризики. Систематизовано та деталізовано потенційні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, характерні для роботи з тепловозами (механічні, термічні, хімічні, електричні, шум, вібрація, пожежо- та вибухонебезпечність), з урахуванням умов ремонту та обслуговування.

3. Визначено ключові заходи безпеки. Окреслено комплекс організаційних (навчання, допуски, ЗІЗ, організація робочого місця) та технічних заходів (вентиляція, заземлення, засоби пожежогасіння, безпечний інструмент), спрямованих на запобігання травматизму та професійним захворюванням.

4. Сформульовано вимоги для специфічних робіт. Деталізовано вимоги безпеки для окремих етапів досліджень, таких як робота з працюючим двигуном, паливною системою, на висоті, та з електрообладнанням.

5. Представлено нормативну базу. Сформовано перелік ключових нормативно-правових актів України з охорони праці, що є основою для забезпечення безпечних умов праці у даній сфері.

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У даній кваліфікаційній роботі бакалавра було вирішено актуальне науково-практичне завдання, що полягає у дослідженні впливу ключових факторів, зокрема тиску наддуву, на коефіцієнт наповнення енергетичної установки тепловоза з метою оптимізації її роботи.

В ході дослідження було досягнуто наступних основних результатів:

1. Проведено комплексний теоретичний аналіз робочих процесів дизельних двигунів та систематизовано основні експлуатаційні та конструктивні фактори, що визначають коефіцієнт наповнення циліндрів. Визначено, що коефіцієнт наповнення є критичним параметром, який прямо впливає на потужнісні, економічні та екологічні показники тепловозного дизеля.

2. Розроблено та застосовано методику аналітичного розрахунку коефіцієнта наповнення, що дозволило кількісно оцінити його значення та взаємозв'язок з іншими параметрами енергетичної установки. Ця методика враховує специфіку роботи тепловозних дизелів у різних режимах.

3. Виконано порівняльний аналіз впливу різних значень тиску наддуву (0,156 МПа, 0,164 МПа, та 0,172 МПа) на коефіцієнт наповнення та супутні показники. Встановлено, що послідовне збільшення тиску наддуву призводить до зростання коефіцієнта наповнення, а отже, і до збільшення ефективної потужності двигуна.

4. Виявлено закономірності впливу наддуву на паливну економічність. Показано, що хоча зростання тиску наддуву підвищує потужність, його надмірне збільшення може призводити до зростання питомої витрати палива та незначного зниження ефективного ККД, що вказує на наявність оптимального діапазону параметрів наддуву для досягнення найкращих експлуатаційних характеристик.

5. Сформульовано практичні рекомендації щодо оптимізації параметрів системи наддуву, що можуть бути використані для підвищення ефективності експлуатації та модернізації тепловозних дизельних двигунів.

6. Розроблено розділ з охорони праці, який охоплює ключові аспекти безпеки при роботі з енергетичними установками тепловозів в умовах депо та ремонтних заводів, ідентифікуючи ризики та пропонуючи заходи їх усунення.

Одержані результати уточнюючі кількісні залежності між параметрами турбонаддуву та ефективністю тепловозних дизелів, та мають практичне значення для фахівців залізничного транспорту, дозволяючи підвищити ефективність роботи рухомого складу, знизити експлуатаційні витрати та поліпшити екологічні показники. Дана робота створює підґрунтя для подальших досліджень у напрямку оптимізації робочих процесів дизелів тепловозів.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Боднар, Б. Є., Бобир, Д. В., Боднар, Є. Б., & Мартишевський, М. І. (Уклад.). (2006). Двигуни внутрішнього згоряння. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна.
2. Боднар, Б. Є., Мартишевський, М. І., & Бобирь, Д. В. (Уклад.). (2018). Двигуни внутрішнього згоряння. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна.
3. Випробування двигунів внутрішнього згоряння: Навч. посібник. (2002). Уклад.: Гутаревич, Ю. Ф., & Корпач, А. О. НТУ.
4. Глаголев, Н. М. (1950). Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Машгиз.
5. Гутаревич, Ю. Ф., Зеркалов, Д. В., Говорун, А. Г., Корпач, А. О., & Мержиєвська, Л. П. (2005). Екологія та автомобільний транспорт: Навч. посібник. НТУ.
6. Дяченко, В. Г. (2008). Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: Підручник. За ред. А. П. Марченка. НТУ "ХПІ".
7. Колосюк, Д. С., & Зеркалов, Д. В. (2005). Експлуатаційні матеріали: Підручник (2-ге вид., доповн.). Арістей.
8. Марченко, А. П., & Шеховцов, А. Ф. (Ред.). (2004). Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Видавн. центр НТУ "ХПІ".
9. Закон України "Про охорону праці" від 14.10.1992 № 2694-ХІІ. Відомості Верховної Ради України, № 49, 1992, ст. 668. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12> (дата звернення: 07.06.2025).
10. НПАОП 0.00-4.12-05 Типове положення про навчання з питань охорони праці. Затверджено наказом Держнагляддохоронпраці України від 26.01.2005 № 15. Офіційний вісник України, № 11, 2005, ст. 574. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05> (дата звернення: 07.06.2025).

11. НПАОП 0.00-4.15-98 Положення про розробку інструкцій з охорони праці. Затверджено наказом Держнаглядохоронпраці України від 29.01.1998 № 9. Бюлетень нормативно-правових актів міністерств та відомств України, № 5, 1998. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0226-98> (дата звернення: 07.06.2025).

12. НПАОП 60.1-1.02-05 Правила охорони праці при експлуатації та ремонті залізничного транспорту. Затверджено наказом Міністерства транспорту та зв'язку України від 29.03.2005 № 165. Офіційний вісник України, № 17, 2005, ст. 921. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0408-05> (дата звернення: 07.06.2025).