100-річчю Дніпровського Державного
Аграрно-економічного університету
присвячується

# ЗЕМЛЕРОБСЬКА МЕХАНІКА




# AGRICULTURAL MECHANICS

Dedicated to the
100th anniversary of the
Dnipro State Agrarian and Economic University

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**
**Дніпровський державний аграрно-економічний університет**

**Кобець А.С., Сокол С.П., Пугач А.М., Дирда В.І., Волик Б.А., Тищенко С.С., Гаврильченко О.С.**

# ЗЕМЛЕРОБСЬКА МЕХАНІКА

## Том 3

## Аналіз і результати досліджень робочих органів машин для обробітку ґрунту

**Дніпро**
**2022**

**MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE**
**Dnipro State Agrarian and Economic University**

**Kobets A.S., Sokol S.P., Puhach A.M., Dyrda V.I., Volyk B.A., Tyshchenko S.S., Havrylchenko O.S.**

# AGRICULTURAL MECHANICS

## Volume 3

## Analysis and results of studies of machineworking bodies for tillage

**Dnipro**
**2022**

**УДК 631.3/.6**
**ББК 40.72**

**352** Землеробська механіка / Кобець А.С., Сокол С.П., Пугач А.М., Дирда В.І., Волик Б.А., Тищенко С.С., Гаврильченко О.С. Дніпро, 2022, Т. 3, 406 с.

ISBN

В третьому томі викладено результати аналізу і досліджень робочих органів сільськогосподарських машин, які взаємодіють з ґрунтом при виконанні певних технологічних процесів. Це основні робочі органи і машини для обробітку ґрунту – плуги, глибоорозпушувачі, культиватори, дискові знаряддя. А також результати теоретичних і практичних досліджень копачів на прикладі машин для збирання картоплі. Приведено результати досліджень конструктивних особливостей і їх вплив на параметри робочих органів та якість виконання роботи і інші технологічні та енергетичні показники.

Ці дослідження проведені вченими наукової школи «Землеробська механіка» Дніпровського державного аграрно-економічного університету. Книга може бути корисна для студентів, науково-педагогічних працівників та науковців, які вивчають та проводять дослідження в галузі землеробської механіки та сільськогосподарського машинобудування.

The third volume presents the results of analysis and research of the working bodies of agricultural machinery that interact with the soil when performing certain technological processes. These are the main working bodies and machines for tillage – plows, subsoilers, cultivators, disc tools, and the results of theoretical and practical research of diggers on the example of machines for harvesting potatoes. The results of research of constructive features and their influence on parameters of working bodies and quality of performance and other technological and power indicators are presented.

These studies were conducted by scientists of the scientific school «Agricultural Mechanics» of Dnipro State Agrarian and Economic University. The book can be useful for students, research and teaching staff, and scientists who study and conduct research in the field of agricultural mechanics and agricultural engineering.

Рекомендовано до видання Вченою радою Дніпровського державного аграрно-економічного університету Міністерства освіти і науки України, протокол № 1 від 30 вересня 2021 р.

Рецензенти: Ю.О. Чурсінов, д-р техн. наук, професор
В.Б. Говоруха, д-р фіз.-мат. наук, професор

© Кобець А.С., Сокол С.П.,
Пугач А.М., Дирда В.І.,
Волик Б.А., Тищенко С.С.,
Гаврильченко О.С.

# ЗМІСТ

**Передмова ..... 13**

**1. Полицеві плуги ..... 17**

1.1. Геометричні моделі поверхонь ґрунтообробних робочих органів ..... 18
1.2. Адаптація основних параметрів поверхонь робочих органів до процесів обробітку ґрунту ..... 29
1.2.1. Обґрунтування закону руху твірної в горизонтальній площині ..... 29
1.2.2. Визначення взаємодії ґрунту з поверхнею робочого органу через коефіцієнт защемлення та виведення рівнянь напрямних кривих ..... 32
1.2.3. Формування напрямних кривих поверхонь ґрунтообробних поличних робочих органів ..... 39
1.3. Дослідження кінематичних характеристик напрямних кривих ..... 46
1.4. Концепція та методика проектування поверхонь поличних ґрунтообробних робочих органів ..... 52
1.5. Лабораторно-польові дослідження полицевих робочих органів ..... 57
1.6. Особливості динамічних і кінематичних характеристик руху ґрунту по поверхні ґрунтообробного робочого органу ..... 65

**2. Глибокорозпушувачі ..... 77**

2.1. Загальні принципи чизельного обробітку ґрунту. Класифікація робочих органів ..... 77
2.2. Одностоякові глибокорозпушувачі. Огляд конструкцій ..... 79
2.2.1. Глибокорозпушувачі класичної схеми ..... 79
2.2.2. Комбіновані одностоякові глибокорозпушувачі ..... 81
2.2.3. Глибокорозпушувачі, виконані по схемі Paraplow ..... 84
2.3. Двостоякові глибокорозпушувачі об'ємної дії ..... 85
2.3.1. Загальні принципи формування конструкції ..... 85
2.3.2. Аналіз конструкцій ..... 86
2.4. Аналітичні дослідження одностоякового глибокорозпушувача ..... 88
2.4.1. Обґрунтування конструктивних параметрів долота ..... 89
2.4.2. Математична модель взаємодії долота з ґрунтом ..... 91
2.4.3. Обґрунтування конструктивних параметрів допоміжних різальних елементів ..... 96

**3. Культиваторні лапи, оснащені елементами локального зміцнення ..... 100**

3.1. Математична модель взаємодії лапи зі середовищем ..... 100
3.1.1. Параметри потоку ґрунту ..... 100
3.1.2. Спрацювання леза культиваторної лапи за наявності елементів локального зміцнення ..... 107
3.1.3. Аналітичне дослідження формування профілю зуба під дією локального спрацювання ..... 110
3.2. Геометрична модель поверхні лапи ..... 114
3.2.1. Загальні положення методики ..... 114
3.2.2. Геометрична модель культиваторної лапи ..... 117
3.2.3. Обґрунтування кута нахилу напрямної поверхні культиваторної лапи ..... 126
3.2.4. Обґрунтування радіуса кола напрямної кривої носка лапи ..... 131
3.2.5. Обґрунтування кута встановлення крила лапи до горизонтальної площини ..... 136
3.2.6. Формування напрямної кривої поверхні лапи ..... 142
3.3. Інженерна методика побудови поверхні лапи ..... 146
3.3.1. Побудова профілю лапи ..... 146
3.3.2. Проектування розгортки поверхні лапи ..... 151

**4. Культиваторні лапи з криволінійним лезом ..... 154**

4.1. Вплив технологічних умов на параметри культиваторних лап ..... 154
4.2. Конструювання поверхонь культиваторних лап з використанням геометричних методів ..... 161
4.3. Геометрична модель поверхні культиваторної лапи з криволінійним лезом ..... 166
4.4. Опис криволінійного леза лапи за допомогою поліномів ..... 171
4.5. Конструювання леза культиваторних лап на базі логарифмічної спіралі ..... 174
4.6. Обґрунтування параметрів і алгоритм проектування універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом ..... 187
4.6.1. Обґрунтування параметрів поверхні універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом ..... 187
4.6.2. Конструювання леза як напрямної кривої поверхні лапи ..... 187
4.6.3. Поверхня і перерізи культиваторної лапи та їх побудова ..... 192
4.6.4. Побудова розгортки поверхні лапи ..... 199
4.6.5. Досвід проектування універсальних культиваторних лап з криволінійним лезом ..... 201

**5. Дискові робочі органи і машини на їх основі ..... 204**

5.1. Аналіз конструкцій дисків ..... 204
5.2. Борони і лущильники ..... 208
5.3. Турбодискові культиватори ..... 213

5.4. Дискатори ... 216
5.5. Дискові плуги ... 225
5.6. Дискові підгортачі ... 227
5.7. Комбіновані агрегати ... 228
5.8. Машини для роботи в умовах STRIP-TILL ... 232
5.9. Аналітичні дослідження взаємодії диска з ґрунтом ... 235
5.9.1. Розрахункова схема сферичного диска ... 236
5.9.2. Теоретичні засади виконаних аналітичних досліджень ... 239
5.9.3. Взаємодія з ґрунтом плоского диска ... 241
5.9.4. Взаємодія з ґрунтом сферичного диска ... 253

5.10. Аналітичне обґрунтування конструктивних параметрів агрегатів на основі дискових робочих органів ... 262
5.10.1. Дисковий плуг ... 262
5.10.2. Дискова борона (лущильник) ... 268
5.10.3. Дискатор ... 272

5.11. Експериментальні дослідження взаємодії дисків з ґрунтом ... 275
5.11.1. Результати лабораторних досліджень ... 277
5.11.2. Результати польових досліджень ... 282

**6. Копачі картоплезбиральних машин ... 286**

6.1. Аналіз досліджень конструкцій копачів ... 288
6.2. Математична модель взаємодії бульб картоплі з ґрунтом ... 306
6.3. Умови виносу бульб на денну поверхню ґрунту ... 312
6.4. Дослідження впливу різних факторів на критерій оцінки виносу бульби на денну поверхню ... 318
6.4.1. Вплив осьової сили опору виносу бульби на коефіцієнт $K_v$ ... 318
6.4.2. Вплив параметрів U-подібного копача на коефіцієнт $K_v$ ... 319
6.4.3. Вплив висоти виносу бульби Y на коефіцієнт $K_v$ ... 320
6.4.4. Вплив глибини залягання бульби в ґрунті h ... 321
6.4.5. Вплив швидкості руху робочого органу копача ... 323

6.5. Осьове зусилля виносу бульб картоплі з ґрунту ... 324
6.6. Критерії якості розпушування ґрунту ... 331
6.7. Основні припущення моделі ґрунту ... 334
6.8. Сили, що діють на елемент шару ґрунту ... 341
6.9. Напруження, які виникають під час обробітку ґрунту ... 345
6.10. Методика розрахунку ступеня подрібнення ґрунту ... 354
6.10.1. Ступінь подрібнення ґрунту різальним периметром ... 354
6.10.2. Ступінь подрібнення ґрунту боковим ножом ... 357
6.10.3. Ступінь подрібнення ґрунту при стисканні ... 360
6.10.4. Ступінь подрібнення ґрунту розтиранням ... 361

6.11. Аналітичний метод визначення питомого коефіцієнта опору різанню ґрунтів периметрами різальних органів ..... 362
6.12. Методика розрахунку подрібнення ґрунту U-подібним копачем .... 376
6.13. Тягові опори розпушенню ґрунту U-подібним копачем ..... 381
6.13.1. Вплив відношення ширини лемеша до товщини шару на тяговий опір розпушенню ґрунту ..... 381
6.13.2. Вплив відношення ширини лемеша до ширини звуження днища копача на тяговий опір розпушуванню ґрунту ..... 383
6.13.3. Вплив кількості ударів твердоміра на питомий коефіцієнт опору розпушуванню ґрунту U-подібного копача ..... 384
6.14. Удосконалений картоплекопач і результати його випробування..... 385

**Список бібліографічних посилань ..... 396**

# CONTENTS

**Preface** ..... **13**

**1. Shelving plows** ..... **17**

1.1. Geometric models of surfaces of tillage working bodies ..... 18
1.2. Adaptation of the main parameters of the surfaces of the working bodies to the processes of tillage ..... 29
1.2.1. Substantiation of the law of motion of the generator in the horizontal plane ..... 29
1.2.2. Determination of the interaction of the soil with the surface of the working body through the coefficient of pinching and derivation of the equations of the guide curves ..... 32
1.2.3. Formation of guide curves of surfaces of tillage shelf working bodies ..... 39
1.3. Investigation of kinematic characteristics of guide curves ..... 46
1.4. The concept and methods of designing the surfaces of shelf tillage working bodies ..... 52
1.5. Laboratory field research of shelf working bodies ..... 58
1.6. Features of dynamic and kinematic characteristics of soil movement on the surface of the tillage working body ..... 65

**2. Subsoilers** ..... **77**

2.1. General principles of chisel tillage. Classification of working bodies ..... 77
2.2. Single-rack subsoilers. Overview of structures ..... 79
2.2.1. Subsoilers of the classical scheme. ..... 79
2.2.2. Combined single-rack subsoilers ..... 81
2.2.3. Subsoilers made according to the Paraplow scheme ..... 84
2.3. Two-rack subsoilers of volumetric action ..... 85
2.3.1. General principles of structure formation ..... 85
2.3.2. Analysis of structures ..... 86
2.4. Analytical studies of single-rack subsoiler ..... 88
2.4.1. Substantiation of the design parameters of a chisel ..... 89
2.4.2. Mathematical model of interaction of a chisel with soil ..... 91
2.4.3. Substantiation of design parameters of subsidiary cutting elements ..... 96

**3. Cultivator tines equipped with elements of local strengthening ..... 100**

3.1. Mathematical model of tine interaction with the environment ..... 100
3.1.1. Soil flow parameters ..... 100

3.1.2. Operation of the blade of the cultivator tine in the presence of elements of local strengthening ..... 107
3.1.3. Analytical study of tine profile formation under the action of local operation ..... 110

3.2. Geometric model of the tine surface ..... 114
3.2.1. General provisions of the method ..... 114
3.2.2. Geometric model of a cultivator tine..... 117
3.2.3. Substantiation of the angle of inclination of the guide surface of the cultivator tine ..... 126
3.2.4. Substantiation of the circle radius of the guide curve of the tine toe ..... 131
3.2.5. Substantiation of the angle of installation of the tine wing to the horizontal plane..... 136
3.2.6. Formation of the guide curve of the tine surface..... 142

3.3. Engineering technique of the tine surface construction ..... 146
3.3.1. Construction of the tine profile ..... 146
3.3.2. Designing the tine surface scan..... 151

**4. Cultivator tines with a curved blade ..... 154**

4.1. Influence of technological conditions on parameters of cultivatortines ..... 154
4.2. Construction of cultivator tines surfaces using geometric methods..... 161
4.3. Geometric model of cultivator tine surface with a curved blade ..... 166
4.4. Description of the curved blade of the tine using polynomials..... 171
4.5. Construction of cultivator tine blade based on a logarithmic spiral..... 174
4.6. Substantiation of parameters and algorithm for designing a universal cultivator tine with a curved blade ..... 187
4.6.1. Substantiation of surface parameters of a universal cultivator tine with curved blade..... 187
4.6.2. Construction of the blade as a guide curve of the tine surface ... 187
4.6.3. Surface and cross sections of cultivator tine and their construction ..... 192
4.6.4. Construction of the tine surface scan ..... 199
4.6.5. Experience in designing universal cultivator tines with a curved blade..... 201

**5. Disc working bodies and machines based on them ..... 204**

5.1. Analysis of disc constructions..... 204
5.2. Harrows and cultivators ..... 208
5.3. Turbo disc cultivators..... 213
5.4. Disc harrows ..... 216
5.5. Disc plows..... 225
5.6. Disc hillers ..... 227

5.7. Combined units. ..... 228
5.8. Machines for work in the conditions of STRIP-TILL ..... 232
5.9. Analytical studies of the interaction of the disc with the soil ..... 236
5.9.1. Calculation scheme of a spherical disk ..... 236
5.9.2. Theoretical basis of completed analytical research ..... 239
5.9.3. Interaction of a flat disk with soil..... 241
5.9.4. Interaction with the soil of the spherical disk..... 253
5.10. Analytical substantiation of design parameters of units based on disc working bodies..... 262
5.10.1. Disc plow..... 262
5.10.2. Disc harrow (stubble plow)..... 268
5.10.3. Disc header ..... 272
5.11. Experimental studies of discs and soil interaction..... 275
5.11.1. The results of laboratory tests ..... 277
5.11.2. The results of field research ..... 282

**6. Diggers of potato harvesters..... 286**

6.1. Research analysis of digger structure ..... 288
6.2. Mathematical model of interaction of potato tubers with soil ..... 307
6.3. Conditions for removal of tubers on the day surface of the soil ..... 312
6.4. Investigation of the influence of various factors on the criterion for assessing the removal of tubers on the day surface ..... 318
6.4.1. Influence of axial force of tuber removal resistance on coefficient $K_v$ ..... 318
6.4.2. Influence of U-shaped digger parameters on the coefficient $K_v$ ..... 319
6.4.3. Influence of tuber removal height Y on the coefficient $K_v$ ..... 320
6.4.4. Influence of depth of occurrence of a tuber in soil $h$ ..... 321
6.4.5. Influence of speed of movement of a working body of the digger..... 323
6.5. Axial force of removal of potato tubers from the soil..... 324
6.6. Quality criteria for soil loosening..... 331
6.7. Basic assumptions of the soil model ..... 334
6.8. Forces acting on the element of the soil layer ..... 341
6.9. Stresses that occur during tillage..... 345
6.10. Method of calculating the degree of soil grinding..... 354
6.10.1. The degree of soil grinding by the cutting perimeter..... 354
6.10.2. The degree of soil grinding with a side knife ..... 357
6.10.3. The degree of soil grinding during compression ..... 360
6.10.4. The degree of grinding of the soil by grinding..... 361
6.11. Analytical method for determining the specific coefficient of resistance to soil cutting by the perimeters of cutting bodies ..... 362

6.12. Method of calculating soil grinding by U-shaped digger..... 376
6.13. Traction supports for loosening the soil with a U-shaped digger ..... 381
6.13.1. Influence of the ratio of the width of the ploughshare to the thickness of the layer tension resistance to loosening the soil.... 381
6.13.2. Influence of the ratio of the width of the ploughshare to the width of the narrowing of the bottom of the digger on the traction resistance to loosening the soil..... 383
6.13.3. Influence of the number of blows of the hardness tester on the specific coefficient of resistance to loosening of the soil of the U-shaped digger..... 384
6.14. Advanced potato harvester and test results..... 385

**References ..... 396**

# ПЕРЕДМОВА

Процес обробітку ґрунту, взаємодії з ґрунтом різних робочих органів посівних і збиральних машин вивчався і досліджувався протягом століть. Перше використання примітивного знаряддя для обробітку ґрунту людина застосувала за тисячі років до нашої ери. Вважається, що науковий підхід до створення ґрунтообробних знарядь розпочинається з другої половини XVII ст. Спочатку ці роботи проводилися експериментальним шляхом, а теоретичний підхід розпочався з XVIII ст., коли в 1752 році в Європі Хоффман видав першу наукову роботу з теорії плуга. До числа перших публікацій щодо теорії орних знарядь належать праці Джеймса Смолла (1784 р.), Томаса Джеферсона (1788 р.) та Джеймса Бейлі (1795 р.).

Засновані на класичних положеннях механіки наукові розробки Чебишева П.П., Шіндлера К.Г. сприяли активізації досліджень ґрунтообробних знарядь. Зокрема професор Київського політехнічного інституту Шіндлер К.Г. в 1900 р. вперше в Україні організував випробування плугів на створеній за його ініціативою випробувальній станції. Основоположником землеробської механіки по праву вважається Горячкін В.П., наукові праці якого стали підвалиною для подальшого розвитку теоретичних досліджень і впровадження їх результатів у сільськогосподарське машинобудування.

Наукові праці Василенка П.М., Артоболевського І.І., Василенка О.А., Лєтошнєва М.М., Вєтрова Ю.О., Зєлєніна А.М., Кльоніна М.І., Синьоокова Г.М., Желіговського В.О., Глуховського В.С., Заїки П.М., Вєрняєва О.В., Погорілого Л.В., Листопада Г.Є., Савича П.В., Булгакова В.М., Кушнарьова А.С., Корабельського В.І. та багатьох інших відомих учених збагатили землеробську механіку теоретичними дослідженнями різних типів робочих органів машин, що взаємодіють з ґрунтом, використовуються й донині в сучасних технологіях вирощування та збирання сільськогосподарських культур.

Сучасні тенденції щодо впровадження систем землекористування (*No-Till, Mini-Till, Strip-Till* і ін.) вимагають гнучких підходів до обробітку ґрунту. Залежно від конкретних потреб технології, за якою вирощується культура, необхідно забезпечити конкретний (основний, поверхневий, мінімальний та ін.) обробіток ґрунту:

- з обертанням та без обертання шару ґрунту;
- з перемішуванням та без перемішування шарів;
- зі зміною та без зміни положення шарів ґрунту;
- з подрібненням та без подрібнення рослинних решток;
- із заорюванням та без заорювання рослинних решток.

Сучасне сільське господарство потребує застосування так званих комбінованих агрегатів, які виконують за один прохід декілька різних операцій відповідним набором робочих органів. При цьому значно покращується якість обробітку ґрунту, знижуються затрати праці, витрати палива, матеріалоємність і підвищується урожайність сільськогосподарських культур.

У книзі викладено деякі результати аналізу і досліджень робочих органів сільськогосподарських машин, що взаємодіють з ґрунтом при виконанні певного технологічного процесу. Ці дослідження проведені вченими наукової школи «Землеробська механіка» Дніпровського державного аграрно-економічного університету. Книга може бути корисна для студентів, науково-педагогічних працівників та науковців, які вивчають та проводять дослідження в галузі землеробської механіки та сільськогосподарського машинобудування.

## PREFACE

The process of tillage, interaction with the soil of various working bodies of sowing and harvesting machines have been studied and investigated for centuries. The first use of primitive tools for tillage man used thousands of years before our era. It is believed that the scientific approach to the creation of tillage tools begins in the second half of the seventeenth century. Initially, these works were carried out experimentally, and the theoretical approach began in the eighteenth century when in 1752 year in Europe, Hoffman published the first scientific work on the theory of the plow. Among the first publications on the theory of arable tools were the works of James Small (1784), Thomas Jefferson (1788), and James Bailey (1795).

Scientific developments of Chebyshev P.P., Schindler K.H. based on classical provisions of mechanics contributed to the intensification of research on tillage implements. In particular, professor of Kyiv Polytechnic Institute Schindler K.H. organized the testing of plows at a test station created on his initiative for the first time in Ukraine in 1900. The founder of agricultural mechanics is considered to be Horyachkin V.P., whose scientific works became the basis for the further development of theoretical research and the implementation of their results in agricultural engineering.

Scientific works of Vasylenko P.M., Artobolevskyi I.I., Vasylenko O.A., Lietoshniev M.M., Vietrov Yu.O., Zielienin A.M., Klonin M.I., Synookov H.M., Zhelihovskyi V.O., Hlukhivskyi V.S., Zaika P.M., Vierniaiev O.V., Pohorilyi L.V., Lystipad H.E., Savych P.V., Bulhakov V.M., Kushnarov A.S., Korabelskyi V.I., and many other well-known scientists have enriched agricultural mechanics with theoretical studies of various types of working bodies of machines that interact with the soil, are still used in modern technologies for growing and harvesting crops.

Current trends in the implementation of land-use systems (No-Till, Mini-Till, Strip-Till, etc.) require flexible approaches to tillage. Depending on the specific needs of the technology on which the crop is grown, it is necessary to provide specific (basic, surface, minimum, etc.) tillage:

- with rotation and without rotation of the soil layer;
- with mixing and without mixing layers;
- with change and without change of position of soil layers;

- with grinding and without grinding of plant remains;
- with plowing and without plowing of plant remains.

Modern agriculture requires the use of so-called combined units, which perform several different operations in one pass with the appropriate set of working bodies. This significantly improves the quality of tillage, reduces labor costs, fuel consumption, material consumption, and increases crop yields.

The book presents some results of analysis and research of the working bodies of agricultural machinery that interact with the soil when performing a certain technological process. These studies were conducted by scientists of the scientific school "Agricultural Mechanics" of Dnipro State Agrarian and Economic University. The book can be useful for students, research and teaching staff, and scientists who study and conduct research in the field of agricultural mechanics and agricultural engineering.

# 1. ПОЛИЦЕВІ ПЛУГИ

Плуги є найстарішими сільскогосподарськими знаряддями для обробітку ґрунту. Минуло багато сотень років еволюції від дерев'яної палки з загостреним кінцем до першого металевого плуга. В 1730 р. з'явився так званий «ротердамський» плуг, розроблений Джозефом Фольямбе за математичними розрахунками шотландського конструктора Джеймса Смолла з чавунними робочими органами. Уже в 1837 р. Джон Дір створив перший сталевий полицевий плуг. Але й донині проводиться велика робота науковців і конструкторів щодо вдосконалення і розробки нових полицевих робочих органів і плугів. Для цього розробляються нові методики проектування складних полицевих поверхонь з використанням сучасних можливостей науки і техніки [12, 16, 118].

Головним робочим органом полицевого плуга є корпус (рис. 1.1), який складається зі стояка та встановлених на ньому леміша, полиці й польової дошки. На корпусі можна встановити додаткові робочі органи для підвищення якості обробітку ґрунту в певних конкретних умовах [36].

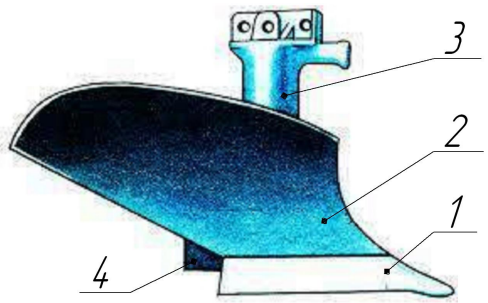



Рис. 1.1. Корпус полицевого плуга: 1 – леміш; 2 – полиця; 3 – стояк; 4 – польова дошка

Найбільш поширеними типами полицевих корпусів (рис. 1.2) є культурні, напівгвинтові, гвинтові і циліндричні [45].

*Культурні* корпуси дуже добре розпушують ґрунт і за двоякої кривизни поверхні краще загортають рослинні рештки [12].

Кривизна *напівгвинтових* полиць більша, ніж у культурних. Розпушення і кришіння ґрунту цим корпусом нижчі, ніж у культурного, але завдяки більшій кривизні поверхні загортання рослинних решток відбуваються краще. Напівгвинтовою полицею рослинні рештки, які знаходяться на поверхні поля, загортаються на таку глибину, з якої вони не можуть бути підняті на поверхню поля за подальшого обробітку. Оранка корпусом плуга з напівгвинтовою полицею сприяє боротьбі з бур'янами, оскільки насіння бур'янів закопується на таку глибину, на

якій вони не можуть проростати. Рослинні рештки, що знаходяться на поверхні поля, під час заорювання перемішуються між собою, що сприяє їх розкладанню, накопичуванню перегною і відтворенню гумусу.

Корпус плуга з *гвинтовою* полицею має дуже велику кривизну, завдяки чому й добре загортаються рослинні рештки, але розпушування його гірше, ніж у напівгвинтового. Застосовується гвинтова полиця в оранці цілини або в обробці задернілих ґрунтів. За такої оранки скиба ґрунту обертається на 180° і вкладається над дно борозни дерниною вниз. Подібна укладка скиби сприяє розкладанню дернини в анаеробних умовах і збільшенню органічних речовин у ґрунті.

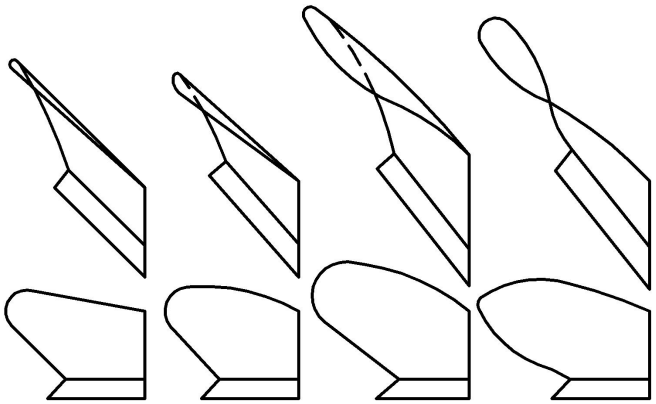



Рис. 1.2. Типи поверхонь плужних робочих органів (корпусів): *а* – циліндрична; *б* – культурна; *в* – напівгвинтова; *г* – гвинтова [93]

*Циліндричні* поверхні полиці утворюються дугою кола певного діаметра. Їх застосовують на староорних полях з невеликою кількістю рослинних решток. Циліндричний тип поверхні забезпечує високу інтенсивність розпушення скиби [45].

## 1.1. Геометричні моделі поверхонь ґрунтообробних робочих органів

Полицеві робочі органи, до яких відносяться полицеві плуги сільськогосподарського призначення, мають дуже розвинену поверхню. Це створює великі труднощі при розробці геометричних моделей цих поверхонь.

Головною характеристикою поверхні є Гаусова кривизна (рис. 1.3). Визначимо в просторі поверхню $\Phi$, на якій виберемо точку $A$, через яку проведемо площину $\alpha$, дотичну до поверхні $\Phi$. Отже, будемо

мати нормаль $n$ до поверхні в точці $A$. Через точку $A$ проведемо два взаємноперпендикулярні напрями $a$ та $b$.

Гаусову кривизну визначимо за формулою

$$K = \kappa_a \cdot \kappa_b = \frac{1}{R_a} \cdot \frac{1}{R_b},$$

де $\kappa_a$ та $\kappa_b$ – кривизни поверхні в напрямах $a$ та $b$;

$R_a$ та $R_b$ – радіуси кривизни в напрямах $a$ та $b$.

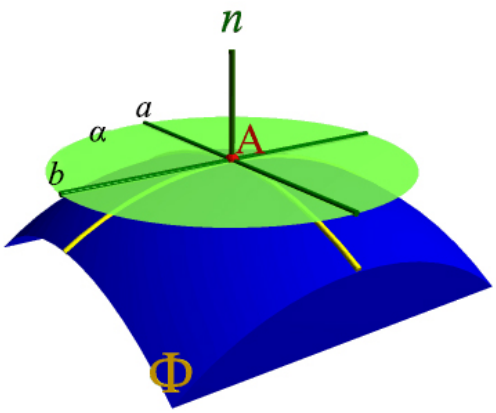



Рис. 1.3. Схема до визначення гаусової кривизни поверхні

Якщо один із радіусів кривизни дорівнює нескінченності, наприклад $R_a = \infty$, то Гаусова кривизна поверхні буде дорівнювати нулю [12, 99].

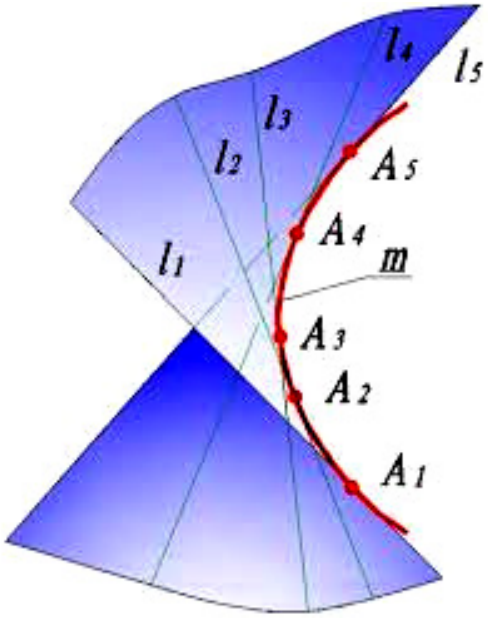



Рис. 1.4. Схема утворення торсової поверхні

Одними з поширених поверхонь є розгортні, до яких відносяться циліндри або конуси. Між ними існують інші поверхні, які називаються торсові. Прямолінійні твірні такої площини $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5$ дотикаються до просторової кривої $m$ у точках $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ (рис. 1.4). Ці поверхні утворюються згинанням площини до певної форми. Зауважимо, що лінія $A_1, ..., A_5$ називається «ребром звороту» або «горловою лінією». Наприклад, поверхня, яка зображена на рис. 1.4, справа від цієї лінії не існує.

Гаусова кривизна таких поверхонь дорівнює нулю, що робить їх технологічними у виготовленні, так як деталі не викривлюються за термічної обробки [30].

Геометричні моделі таких поверхонь можуть бути утворені різними способами. Розглянемо основні з них, маючи на увазі, що, розробивши геометричну модель розгортної або торсової поверхні з нульовою гаусовою кривизною, ми без великих зусиль розробимо геометричні моделі поверхонь, Гаусова кривизна яких буде відмінною від нуля.

***Розгортна поверхня інцидентна двом напрямним кривим***. Розглянемо утворення поверхні робочого органу, що є інцидентною до двох кривих [118].

Припустимо, що в просторі задані дві лінії:

$$\begin{aligned}(L_1): x_1 = x(u),\ y_1 = y(u),\ z_1 = z(u);\\ (L_2): x_2 = x(v),\ y_2 = y(v),\ z_2 = z(v),\end{aligned} \tag{1.1}$$

де $u$ та $v$ – деякі параметри.

Виділимо на лініях $(L_1)$, $(L_2)$ точки $A_1(x_1, y_1, z_1)$ та $A_2(x_2, y_2, z_2)$, через які проходить прямолінійна твірна $g$, вектор якої задано різницею координат,

$$g\{x_2 - x_1,\ y_2 - y_1,\ z_2 - z_1\}.$$

У точках $A_1(x_1,\ y_1,\ z_1)$ та $A_2(x_2,\ y_2,\ z_2)$ визначимо вектори дотичних $t_1$ та $t_2$ до кривих $(L_1)$, та $(L_2)$:

$$t_1\{x_1', y_1', z_1'\} \text{ та } t_2\{x_2', y_2', z_2'\}.$$

Змішаний добуток векторів твірної та дотичних дає деяку величину:

$$\begin{vmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_2' & y_2' & z_2' \\ x_1' & y_1' & z_1' \end{vmatrix} = W_2 \tag{1.2}$$

З геометричної точки зору величина $W_2$ є об'ємом паралелепіпеда, утвореного векторами $g$, $t_1$ та $t_2$.

Якщо величина $W_2$ дорівнює нулю, то паралелепіпед вироджується в площину, що обкочує обидві криві (рис. 1.5). Очевидно, що величина $W_2$ є аналогом кривизни поверхні, так як кривизна поверхні, що розгортається, дорівнює нулю [12, 93].

Розглянемо тепер, як за допомогою цієї величини змінити кривизну поверхні. Визначимо на кривій $(L_2)$ точки $A_2'$ и $A_2''$ (рис. 1.5). При переносі дотичної $t_2$ в точку $A_2'$ чи $A_2''$ отримаємо різницю векторів

$$\Delta\vec{t} = \pm(\vec{t}_2 - \vec{t}_1)\,. \tag{1.3}$$

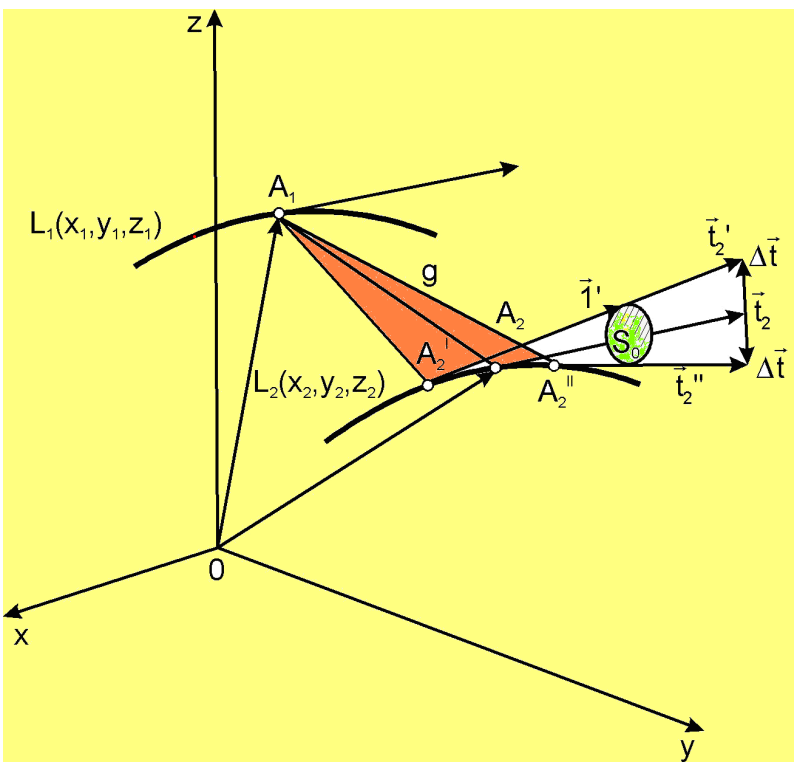



Рис. 1.5. Схема утворення поверхні за двома кривими

Вектор дотичної $r_2'$ можливо виразити через координати вектора $\vec{r}_1'$ у такий спосіб:

$$r_2'\{x_1' \pm \lambda, \quad y_1' \pm \lambda, \quad z_1' \pm \lambda\}\,,$$

де $\lambda$ – різниця тангенсів кутів нахилу дотичних біля поверхні, що не розгортається, а штрихами позначено перші похідні за параметрами *u* та *v*.

Різниця векторів $\Delta t$, згідно з виразом (1.3), при зміні величини $\lambda$ дає конус з площею основи $S_o$, яку опише одиничний вектор $\vec{1}$ на сфері одиничного радіуса [16].

Площа $S_o$ також характеризує кривизну поверхні, оскільки при компланарності векторів дотичних $\vec{r}_1$ и $\vec{r}_2$ площа $S_o = 0$.

Вираз (1.2) у цьому випадку можна записати так:

$$\begin{vmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_1' \pm \lambda & y_1' \pm \lambda & z_1' \pm \lambda \\ x_1' & y_1' & z_1' \end{vmatrix} = W_2,$$

або

$$\begin{aligned} &(x_2 - x_1)\left[y_2' z_1' - y_1' z_2'\right] - \\ &-(y_2 - y_1)\left[x_2' z_1' - x_1' z_2'\right] + \\ &+(z_2 - z_1)\left[x_2' y_1' - x_1' y_2'\right] = W_2. \end{aligned} \tag{1.4}$$

Підставляючи координати вектора $r_2'$, виражені через величину $\lambda$, отримаємо, що

$$\begin{aligned} &\left(x_2 - x_1\right)\left[\left(y_1' \pm \lambda\right) z_1' - y_1'\left(z_1' \pm \lambda\right)\right] - \\ &-\left(y_2 - y_1\right)\left[\left(x_1' \pm \lambda\right) z_1' - x_1'\left(z_1' \pm \lambda\right)\right] + \\ &+\left(z_2 - z_1\right)\left[\left(x_1' \pm \lambda\right) y_1' - x_1'\left(y_1' \pm \lambda\right)\right] = W_2. \end{aligned} \tag{1.5}$$

Вирази (1.4) і (1.5) дозволяють за функцій $x_1$, $y_1$, $z_1$, $y_2$, $z_2$ визначити координату $x_2$, тобто побудувати поверхню.

Так, з виразу (1.4) маємо, що

$$\begin{aligned} x_2 = x_1 + &\frac{1}{y_2' z_1' - y_1 z_2'} \times \\ &\times\left[W_2 + \left(y_2 - y_1\right)\left(x_2' z_1' - x_1' z_2'\right) - \left(z_2 - z_1\right)\left(x_2' y_1' - x_1' y_2'\right)\right], \end{aligned} \tag{1.6}$$

а з рівняння (1.5) будемо мати

$$x_2 = x_1 + (y_2 - y_1)\cdot\frac{(x_1' \pm \lambda)z_1' - x_1'(z_1' \pm \lambda)}{(y_1' \pm \lambda)z_1' - y_1'(z_1' \pm \lambda)} - (z_2 - z_1)\times$$
$$\times\frac{(x_1' \pm \lambda)y_1' - x_1'(y_1' \pm \lambda)}{(y_1' \pm \lambda)z_1' - y_1'(z_1' \pm \lambda)}. \qquad (1.7)$$

Якщо за параметри $u$ та $v$ прийняти координату $x$, то $x_1' = 1$ та $x_2' = 1$, а вирази (1.6) і (1.7) значно спрощуються:

$$x_2 = x_1 + \frac{1}{y_2'z_1' - y_1z_2'}\left[W_2 + (y_2 - y_1)(z_1' - z_2') - (z_2 - z_1)(y_1' - y_2')\right];$$
$$x_2 = x_1 + (y_2 - y_1)\cdot\frac{(\pm\lambda)z_1' - (z_1' \pm \lambda)}{(y_1' \pm \lambda)z_1' - y_1'(z_1' \pm \lambda)} - (z_2 - z_1)\times$$
$$\times\frac{(x_1' \pm \lambda)y_1' - (y_1' \pm \lambda)}{(y_1' \pm \lambda)z_1' - y_1'(z_1' \pm \lambda)}.$$

У наведених виразах величина $\lambda$ є різницею тангенсів кутів нахилу векторів дотичної поверхні, що не розгортається від поверхні, що розгортається. Змінюючи величину $\lambda$, отримаємо поверхні довільної кривизни.

Формули мають дві величини, що є аналогами кривизни $\lambda$ і $W_2$. З практичної точки зору бажано мати справу з однією величиною. Тому розглянемо трикутник, утворений векторами $A_1A_2$ і $A_1A_2'$.

Площа трикутника $\Delta A_1A_2A_2'$ визначається абсолютною величиною векторного добутку

$$S_\Delta = \frac{1}{2}\left\|\left[\vec{A}_1\vec{A}_2 \quad \vec{A}_1A_2'\right]\right\|.$$

Запишемо вектори $A_1A_2$ та $A_1A_2'$ як різниці координат початку та кінця:

$$A_1A_2 = \{x_2 - x_1, \quad y_2 - y_1, \quad z_2 - z_1\};$$
$$A_1A_2' = \{x_2' - x_1, \quad y_2' - y_1, \quad z_2' - z_1\}.$$

Абсолютна величина векторного добутку дорівнює:

$$\left\| \left[ \vec{A}_1\vec{A}_2 \quad \vec{A}_1A_2' \right] \right| = \sqrt{\begin{vmatrix} Y_1Z_1 \\ Y_2Z_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} X_1Z_1 \\ X_2Z_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} X_1Y_1 \\ X_2Y_2 \end{vmatrix}^2},$$

де $X, Y, Z$ – відповідні різниці координат початку та кінця вектора:

$$X_1 = x_2 - x_1; \quad Y_1 = y_2 - y_1; \quad Z_1 = z_2 - z_1;$$
$$X_2 = x_2' - x_1; \quad Y_2 = y_2' - y_1; \quad Z_2 = z_2' - z_1.$$

Введемо позначення:

$$D = \begin{vmatrix} Y_1Z_1 \\ Y_2Z_2 \end{vmatrix}, \quad E = \begin{vmatrix} X_1Z_1 \\ X_2Z_2 \end{vmatrix}, \quad F = \begin{vmatrix} X_1Y_1 \\ X_2Y_2 \end{vmatrix}.$$

Позбувшись квадратного кореня, запишемо вираз для обчислення площі трикутника

$$4S_\Delta^2 = D^2 + E^2 + F^2. \tag{1.8}$$

Якщо поверхня така, що розгортується, то площа трикутника $\Delta A_1A_2A_2'$ дорівнює нулю, а вираз (1.8) набуває такого вигляду:

$$D^2 + E^2 + F^2 = 0. \tag{1.9}$$

Площу трикутника $\Delta A_1A_2A_2'$ можливо визначити так:

$$S_\Delta = \frac{1}{2} A_1A_2 \cdot A_1A_2' \cdot \sin\lambda_K, \tag{1.10}$$

де $\lambda_K$ – кут між твірними $A_1A_2$ та $A_1A_2'$, град.

Довжина твірних $A_1A_2$ та $A_1A_2'$ дорівнюватиме:

$$A_1A_2 = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2};$$
$$A_1A_2' = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2}.$$

У такому випадку вираз (1.10) набуде вигляду

$$S_\Delta = \frac{1}{2}\sqrt{(X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2)(X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2)} \cdot \sin\lambda_K.$$

Коли поверхня буде такою, що розгортається, то $S_\Delta = 0$; це можливо тільки тоді, коли $\lambda_K = 0$. У такому випадку отримаємо добуток

$$(X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2)(X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2) = 0. \tag{1.11}$$

Прирівнявши вирази (1.9) і (1.11), будемо мати, що

$$\begin{vmatrix} Y_1 Z_1 \\ Y_2 Z_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} X_1 Z_1 \\ X_2 Z_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} X_1 Y_1 \\ X_2 Y_2 \end{vmatrix}^2 = (X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2)(X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2). \tag{1.12}$$

Запишемо координати вектора твірної $A_1 A_2'$

$$x_2^1 = x_1 \pm \lambda,\ y_2^1 = y_1 \pm \lambda,\ z_2^1 = z_1 \pm \lambda,$$

де $\lambda$ – зміщення координат точки інцидентності $A_2$ біля поверхні, що не розгортається $A_1 A_2'$.

У такому випадку проекції вектора обчислюватимуться так:

$$\left.\begin{aligned} X_2 &= x_2' - x_1 = x_1 \pm \lambda - x_1 = \pm\lambda; \\ Y_2 &= y_2' - y_1 = y_1 \pm \lambda - y_1 = \pm\lambda; \\ Z_2 &= z_2' - z_1 = z_1 \pm \lambda - z_1 = \pm\lambda. \end{aligned}\right\}. \tag{1.13}$$

Враховуючи вирази (1.12) і (1.13) можливо переписати так:

$$(Y_1 - Z_1)^2 + (X_1 - Z_1)^2 + 3(X_1 - Y_1)^2 (X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2).$$

Отримане значення дозволяє за відомих п’яти функцій координат із виразу (1.1) отримати шосту та побудувати розгортну поверхню.

У випадку поверхні, що не розгортається, будемо мати систему:

$$\left.\begin{aligned} 4S_\Delta^2 &= \begin{vmatrix} Y_1 Z_1 \\ Y_2 Z_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} X_1 Z_1 \\ X_2 Z_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} X_1 Y_1 \\ X_2 Y_2 \end{vmatrix}^2, \\ 4S_\Delta^2 &= (X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2)(X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2) \cdot \sin\lambda_K \end{aligned}\right\}.$$

Підставимо значення координат із (1.13):

$$\left.\begin{aligned} 4S_{\Delta}^2 &= \lambda^2\left(Y_1 - Z_1\right)^2 + \lambda^2\left(X_1 - Z_1\right)^2 + \lambda^2\left(X_1 - Y_1\right)^2, \\ 4S_{\Delta}^2 &= 3\lambda^2\left(X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2\right)\sin\lambda_K \end{aligned}\right\}. \qquad (1.14)$$

Оскільки для однієї і тієї ж поверхні площа трикутника $S_{\Delta}$ рівна для обох виразів, то можливо прирівняти обидва рівняння з виразом(1.14):

$$(Y_1 - Z_1)^2 + (X_1 - Z_1)^2 + (X_1 - Y_1)^2 = 3(X_1^2 + Y_1^2 + Z_1^2)\sin\lambda_K . \qquad (1.15)$$

В отриманому виразі кут $\lambda_K$ є аналогом кривизни поверхні, тому назвемо його коефіцієнтом кривизни поверхні. І якщо використовувати координату $x$ як параметри $u$ та $v$ то рівняння кривих (1.1) будуть обчислюватися таким чином:

$$\left.\begin{aligned} &(L_1): y_1 = y(x),\ z_1 = z(x); \\ &(L_2): y_2 = y(x),\ z_2 = z(x). \end{aligned}\right\}$$

У цьому випадку (1.15) спроститься:

$$(Y_1 - Z_1)^2 + Z_1^2 + Y_1^2 = 3(Y_1^2 + Z_1^2)\sin\lambda_K .$$

Припустимо, що нам відомі координати: $y_1 = y(x)$, $z_1 = z(x)$, $y_2 = y(x)$, тоді координату $z_2$ знайдемо з квадратного рівняння:

$$Z_1^2(2 - 3\sin\lambda_K) - 2Y_1Z_1 + Y_1^2(1 - 3\sin\lambda_K) = 0 ,$$

звідки

$$Z_{1_{(1,2)}} = \frac{2Y_1 \pm \sqrt{4Y_1^2 - 4(2 - 3\sin\lambda_K)(1 - 3\sin\lambda_K)}}{2(2 - 3\sin\lambda_K)} .$$

Остаточно координата $z_2$ буде дорівнювати

$$z_2 = \frac{2Y_1 \pm \sqrt{4Y_1^2 - 4(2 - 3\sin\lambda_K)(1 - 3\sin\lambda_K)}}{2(2 - 3\sin\lambda_K)} + z_1 .$$

Отже, ми отримали вираз для побудови поверхні будь-якого типу зі заданим аналогом кривизни, що у свою чергу свідчить про наявність

пластичних деформацій у ґрунті. З викладеного випливає, що як аналог кривизни поверхні в цій моделі поверхні можуть виступати площі:

- області на сфері одиничного радіуса;
- трикутника, утвореного двома твірними, які проходять через одну і ту ж саму точку інцидентності на одній з кривих.

Усі наведені величини мають різну розмірність і геометричний сенс, тому для практичних розрахунків необхідно прийняти площу трикутника як найбільш близьку за геометричним змістом. У цьому випадку, знаючи площу ділянки поверхні, ми можемо знайти координати твірних та побудувати поверхню.

***Розгортна поверхня, утворена однією напрямною кривою та законом руху твірної.*** Розглянемо утворення поверхні за однією напрямною та визначеним законом руху твірної [99].

Запишемо рівняння твірної $g$ у проекціях (рис. 1.6) у такому вигляді:

$$\begin{aligned} y &= p(u)x + c(u), \\ z &= q(u)x + d(u), \\ z &= \kappa(u)y + b(u), \end{aligned} \tag{1.16}$$

де величини $p(u)$, $c(u)$, $q(u)$, $d(u)$, $\kappa(u)$, $b(u)$ є параметрами розміщення твірної і функціями параметра $u$.

Напрямна крива

$$(L): x = x(u),\ y = y(u),\ z = z(u) \tag{1.17}$$

та твірна $g$ мають спільну точку інцидентності $A$.

Визначимо параметри розміщення твірної через координати точки інцидентності:

- на площині $O_{xy}$

$$p(u) = \operatorname{tg}\gamma(u);\quad c(u) = y(u) - \operatorname{tg}\gamma(u)\cdot x(u);$$

- на площині $O_{zx}$

$$q(u) = \operatorname{tg}\beta(u);\ d(u) = z(u) - \operatorname{tg}\beta(u)\cdot x(u);$$

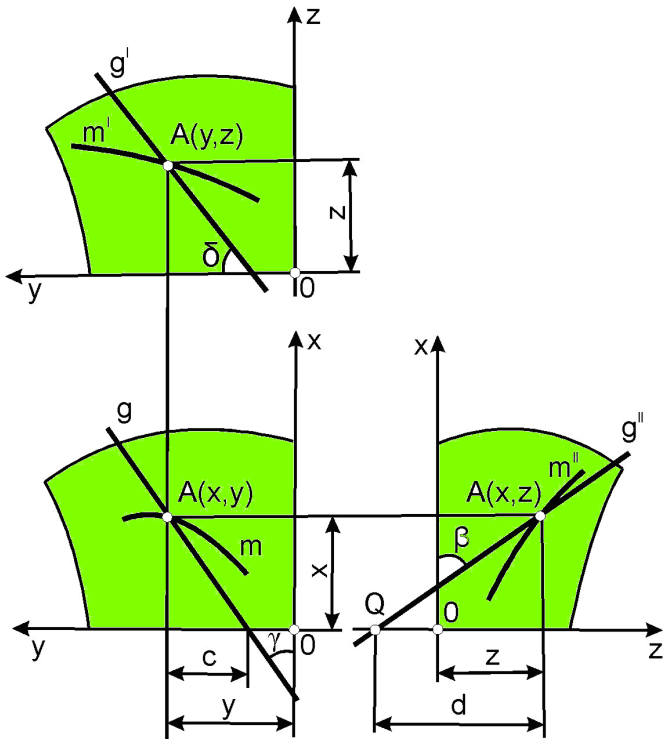



Рис. 1.6. Схема утворення поверхні за однією напрямною та законом руху твірної

- на площині $O_{yz}$

$$\kappa(u) = \operatorname{tg}\delta(u); \quad b(u) = z(u) - \operatorname{tg}\delta(u)\cdot y(u).$$

Запишемо умову торсовості [12, 30]) для проекцій твірної на площинах $O_{xy}$ і $O_{xz}$:

$$\frac{dp(u)}{dc(u)} = \frac{dd(u)}{dq(u)}. \tag{1.18}$$

Введемо до отриманого виразу коефіцієнт $\lambda$ і перепишемо його в такий спосіб:

$$\frac{dp(u)}{dc(u)} - \frac{dd(u)}{dq(u)} = \lambda. \tag{1.19}$$

Якщо прийняти, що коефіцієнт $\lambda$ дорівнює нулю $\lambda = 0$, то будемо мати вираз (1.18), а поверхня, яку визначатимуть параметри $dp(u)$, $dc(u)$, $dd(u)$, $dq(u)$, буде розгортною. Якщо тепер звернемося до

виразу (1.19) і приймемо, що $\lambda \neq 0,$ то отримаємо поверхню, Гаусова кривизна якої буде відмінна від нуля, а поверхня – нерозгортною.

Збільшення $\lambda$ по абсолютній величині викликає відхилення поверхні від розгортної, тому можна вважати величину $\lambda$ аналогом кривини. Отже, маємо варіант проектування поверхні на площинах $O_{xy}$, $O_{xz}$ зі спільною віссю $O_x$.

Запишемо умову (1.19) через параметри розміщення твірної:

$$\frac{d}{du}\left[y(u)-x(u)\cdot \operatorname{tg}\gamma(u)\right]:\frac{d\operatorname{tg}\gamma(u)}{du}-\frac{d}{du}\left[z(u)-x(u)\cdot \operatorname{tg}\beta(u)\right]:\frac{d\operatorname{tg}\beta(u)}{du}=\lambda. \quad (1.20)$$

Продиференціювавши вираз (1.20), переходимо до диференціального рівняння положення твірних:

$$\frac{d}{du}\operatorname{tg}\beta(u)\left[\frac{dy(u)}{du}-\frac{dx(u)}{du}\cdot \operatorname{tg}\gamma(u)-x(u)\cdot\frac{d}{du}\operatorname{tg}\gamma(u)\right]-\frac{d}{du}\operatorname{tg}\gamma(u)\times$$
$$\times\left[\frac{dz(u)}{du}-\frac{dx(u)}{du}\cdot \operatorname{tg}\beta(u)-x(u)\cdot\frac{d}{du}\operatorname{tg}\beta(u)\right]=\frac{d}{du}\operatorname{tg}\gamma(u)\cdot\frac{d}{du}\operatorname{tg}\beta(u)\cdot\lambda.$$

Рівняння можливо розв'язати відносно функції $\operatorname{tg}\beta(u)$

$$\frac{d}{du}\operatorname{tg}\beta-\operatorname{tg}\beta\frac{d\operatorname{tg}\gamma\cdot dx}{dy-\operatorname{tg}\gamma dx-\lambda\cdot d\operatorname{tg}\gamma}=-\frac{d\operatorname{tg}\gamma\cdot dx}{dy-\operatorname{tg}\gamma dx-\lambda\cdot d\operatorname{tg}\gamma}z. \quad (1.21)$$

Отримане рівняння є лінійним рівнянням першого порядку, в якому параметром у дужках знехтувано.

## 1.2. Адаптація основних параметрів поверхонь робочих органів до процесів обробітку ґрунту

### *1.2.1. Обґрунтування закону руху твірної в горизонтальній площині*

Історично склалося так, що при проектуванні поверхонь поличних робочих органів застосовували модель з однією напрямною кривою (рис. 1.7). Згідно з цією моделлю полицю розташуємо так, щоб напрям руху йшов у напряму осі *OX*, тоді площина *OYX* буде дном борозни, а площина *OZX* стінкою борозни. Крива *DB*, яка розташована в площині *OZN*, буде напрямною кривою поверхні полиці. Підкреслимо, що площина напрямної кривої завжди перпендикулярна лезу леміша *AB*. Сама

поверхня утворюється рухом прямої лінії *KL*, що має кут нахилу $\beta_i$ до стінки борозни (площина *OZSX*). Від форми функції нахилу твірної $\beta = \beta(Z)$ залежить тип поверхні корпуса (рис. 1.2). При цьому функція нахилу твірної до площини *OZSX*, котра, як правило, є стінкою борозни і важливим параметром плужної поверхні, оскільки, крім кутів встановлення леміша та кривизни напрямної, вона визначає форму поверхні і, як наслідок, технологічні показники оранки – розпушування та обертання шару ґрунту [104].

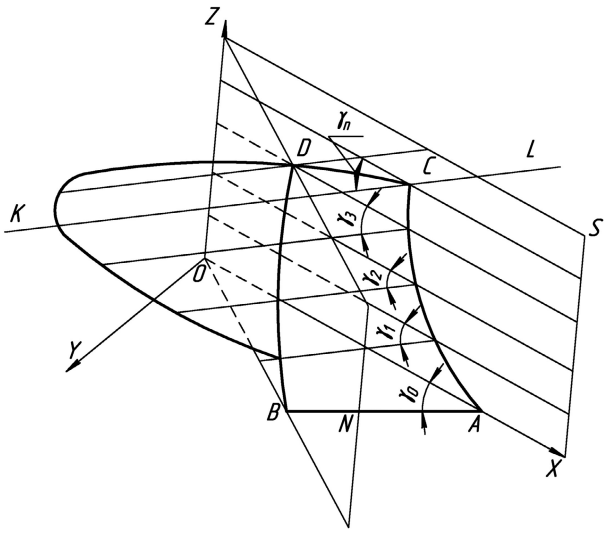


Рис. 1.7. Схема утворення поверхні полиці плуга

Кривизна поверхні полиці залежить від форми напрямної кривої *DB*, яка може варіювати від прямої лінії до складної просторової лінії. Багаторічним проектуванням та експлуатацією плугів встановлено, що ця функція нахилу твірної до стінки борозни має мінімум, який забезпечує схід ґрунту з полиці в нижній частині.

Розглянемо значення мінімального кута нахилу твірної відносно руху ґрунту. Для цього розглянемо систему сил, що діють на частинку ґрунту (рис. 1.8, *а*).

При русі робочого органу частинка ґрунту притискається до поверхні полиці зі силою *P*, що дорівнює

$$P = \sigma_o \cdot S,$$

де $\sigma_o$ – межа міцності ґрунту на стискання, кН/м$^2$;

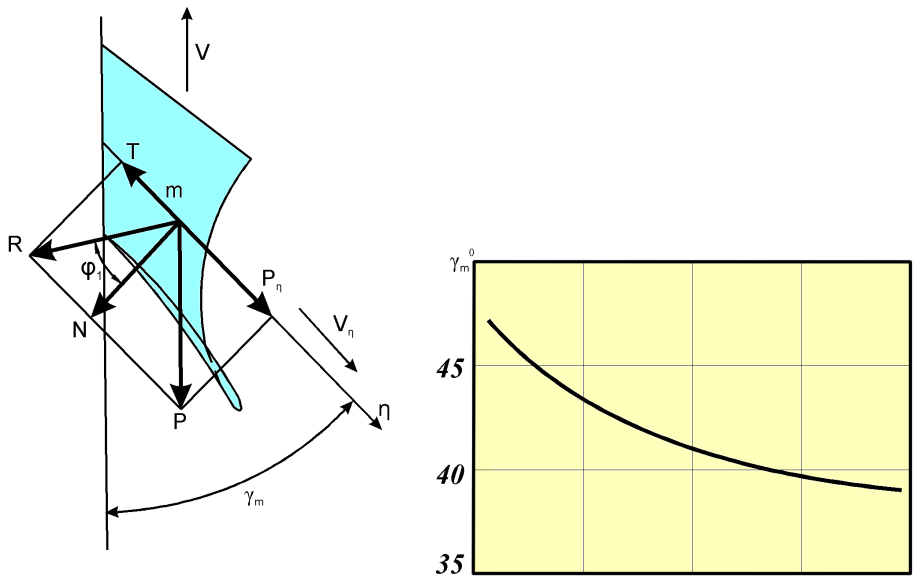
$S$ – площа частинки, м$^2$.

Сила *P* розкладається на дві складові: тангенціальну, що зміщує частинку твірною

$$P_\eta = P \cdot \cos\gamma_{\min} = \sigma_o \cdot S \cdot \cos\gamma_{\min},$$

і нормальну

$$N = P \cdot \sin \gamma_{\min} = \sigma_o \cdot S \cdot \sin \gamma_{\min} .$$




*а* *б*

Рис. 1.8. Рух частинки ґрунту твірною: *а* – схема сил, що діють на частинку; *б* – графік залежності мінімального кута нахилу твірною у функції кута тертя

Нормальна сила тиску $N$ викликає силу тертя, яка дорівнює:

$$T = f_1 N = f_1 \cdot \sigma_o \cdot S \cdot \sin \gamma_{\min} ,$$

де $f_1$ – коефіцієнт тертя ґрунту об сталь, від. од.

Знаючи сили, що діють на частинку, запишемо диференціальне рівняння руху частинки ґрунту по поверхні полиці

$$m \frac{d^2 \eta}{dt^2} = P_\eta - T . \qquad (1.22)$$

Підставляючи значення $P_\eta$ та $T$ у вираз (1.22) отримаємо після перетворень, що

$$\frac{dV_\eta}{d\eta} = \frac{\sigma_o \cdot S}{V_\eta m} \cdot \left( \cos \gamma_{\min} - f_1 \cdot \sin \gamma_{\min} \right).$$

Отримаємо після інтегрування та перетворень вираз

$$\cos\gamma_{\min} \succ f_1 \sin\gamma_{\min}. \qquad (1.23)$$

Розділивши вираз (1.23) на $\cos\gamma_{\min}$, отримаємо

$$1 \succ f_1 \sin\gamma_{\min},$$

звідки дійдемо до значення мінімального кута нахилу твірної

$$\gamma_{\min} \prec \operatorname{arctg}\left(\frac{1}{f_1}\right).$$

На рис. 1.8,*б* представлено графік залежності мінімального кута нахилу твірної від кута внутрішнього тертя.

Функцію $\gamma(u)$ для автоматизованого проектування поверхонь полиць можна задати поліномом третього степеню:

$$\gamma(u) = \gamma_o + a_1 u + a_2 u^2 + a_3 u^3.$$

### *1.2.2. Визначення взаємодії ґрунту з поверхнею робочого органу через коефіцієнт защемлення та виведення рівнянь напрямних кривих*

Кривизна поверхні робочого органу починає відчуватися після сколювання, коли ґрунт з леміша поступає на поверхню, тобто, процеси сколювання пласта та розпушування ґрунту під дією кривизни поверхні перебігають окремо. Тому для поверхонь таких поличних робочих органів, як культурні та напівгвинтові корпуси плугів, необхідно вибирати певну кривизну, щоб процеси сколювання та розпушування ґрунту під її дією відбувалися одночасно. Роздільне сколювання та розпушування необхідно використовувати для поверхонь, призначених для переміщування ґрунту, надаючи при цьому розпушуванню другорядного значення.

Розділення процесу сколювання ґрунту та його переміщення поверхнею робочого органу з розпушуванням чи без нього можливо здійснити за рахунок плавної зміни кривизни напрямної кривої [59, 99, 100].

Для обговорення взаємодії поверхні робочого органу з ґрунтом приймемо такі припущення:

1) частинки ґрунту є твердими грудками однакового розміру;

2) розмір грудок малий порівняно з розмірами робочого органу та глибиною обробітку;

3) між грудками ґрунту в точках контакту діють постійні сили зчеплення.

Розглянемо частинку ґрунту розміром *d*, що має точки контакту 1 та 2 зі суміжними грудками (рис. 1.9). Із точок 1 та 2 проведемо промені, що перетинаються в точці $O_P$, яка буде полярним центром.

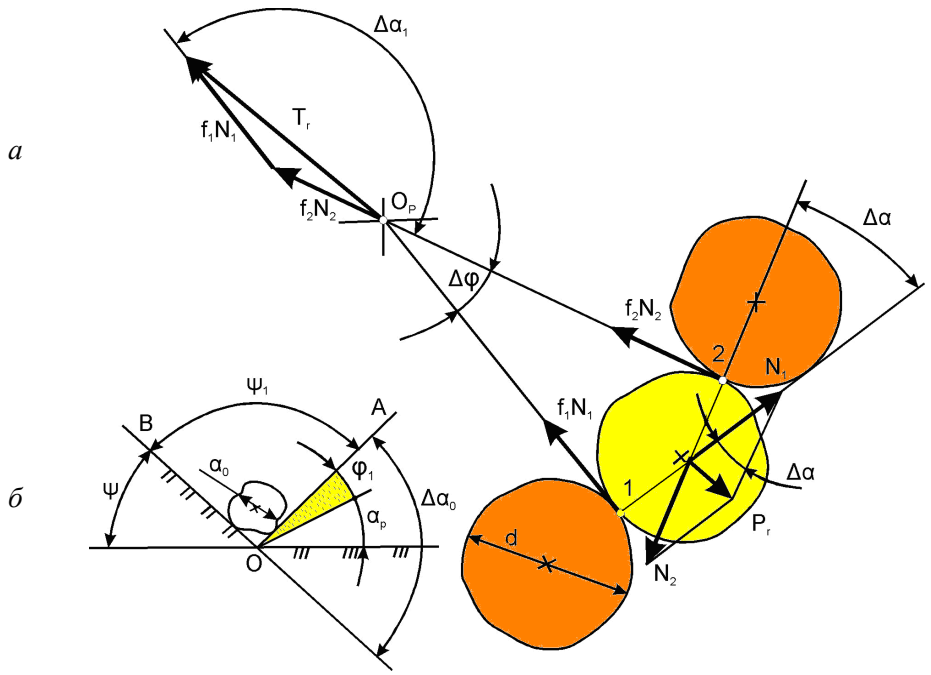



Рис. 1.9. Схема до визначення взаємодії грудок ґрунту з поверхнею робочого органу через коефіцієнт защемлення: *а* – на поверхні робочого органу; *б* – у момент сколювання

Тоді кут, утворений променями $1O_P$ та $2O_P$, буде полярним кутом $\Delta\varphi$.

Дія зовнішніх сил викликає в точках контакту 1 та 2 нормальні сили реакції $N_1$ та $N_2$. За умови рівноваги системи грудок ґрунту ці реакції рівні, тобто $N_1 = N_2$.

Рівнодіюча реакція $N_1$ та $N_2$ дорівнює

$$N = \sqrt{N_1^2 + N_2^2 - 2N_1N_2\cos\Delta\alpha}\,, \qquad (1.24)$$

де $\Delta\alpha$ – кут між суміжними дотичними, град.

Оскільки $N_1 = N_2$, то рівнодіюча становитиме

$$P_r = N_{1,2}\sqrt{2(1-\cos\Delta\alpha)}\,.$$

Рівнодіюча $P_r$ завжди направлена в бік, протилежний полярному центру $O_P$.

При рухові поверхнею робочого органу частинки ґрунту будуть прагнути переміщуватися відносно одна одної. Цьому переміщенню буде протидіяти сила тертя

$$T = f_2 N\,,$$

де $f_2$ – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту, відн. од.

Рівнодіюча сил тертя в точках контакту 1 і 2 визначається в наступний спосіб:

$$T_r = f_2 N_{1,2}\sqrt{2(1-\cos\Delta\alpha_1)}\,,$$

де $\Delta\alpha_1$ – кут між нормалями $N_1$ та $N_2$.

Та буде напрямлена в бік центра кривизни (рис. 1.9,*а*).

$\Delta\alpha_1 = 180° - \Delta\alpha$, то $\cos\Delta\alpha_1 = \cos(180° - \Delta\alpha) = -\cos\Delta\alpha$, а вираз (1.24) виглядатиме так:

$$T_r = f_2 N_{1,2}\sqrt{2(1+\cos\Delta\alpha)}\,.$$

Приймаємо, що коефіцієнт защемлення ґрунту на елементарному відрізку довжини дуги напрямної дорівнює відношенню рівнодіючих $P_r$ та сил тертя $T_r$:

$$K_{зщ} = \frac{P_r}{T_r} = \frac{\sqrt{2(1-\cos\Delta\alpha)}}{f_2\sqrt{2(1+\cos\Delta\alpha)}}. \qquad (1.25)$$

При $\Delta\alpha = 0$, коли напрямною є пряма лінія, коефіцієнт защемлення дорівнює нулю $K_{зщ} = 0,$ оскільки $\cos 0 = 1$. Зі збільшенням кута $\Delta\alpha$ збільшується вплив кривизни напрямної, яка викликає наявність рівнодіючої $P_r$.

За рівності рівнодіючих $T_r$ і $P_r$ на грудку ґрунту не буде впливати навантаження з боку зруйнованого ґрунту. Якщо рівнодіюча нормальних реакцій не більша рівнодіючої сил тертя $P_r \succ T_r$, то грудка ґрунту

буде притискатися до поверхні робочого органу, що викликає додаткове розпушування за рахунок напружень зсуву $\sigma_\tau$ в точках контакту.

Вираз (1.25) запишемо таким чином:

$$K_{зщ} = \frac{1}{f_2}\sqrt{\frac{1-\cos\Delta\alpha}{1+\cos\Delta\alpha}}\,. \tag{1.26}$$

Відомо, що кривизна кривої, у даному випадку напрямної, визначається відношенням:

$$k = \frac{\Delta\alpha}{\Delta S}, \tag{1.27}$$

де $\Delta\alpha$ – кут між суміжними дотичними, рад;

$\Delta S$ – довжина дуги між точками дотику.

У свою чергу радіус кривизни – це величина, зворотна кривизні:

$$r = \frac{1}{k}.$$

Враховуючи вираз (1.27), можна записати, що

$$\frac{1}{r} = \frac{\Delta\alpha}{\Delta S},$$

звідки кут між суміжними дотичними дорівнює

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta S}{r}.$$

Підставляючи значення кута $\Delta\alpha$ в рівняння (1.26) і маючи на увазі, що довжина дуги напрямної кривої дорівнює діаметру частинки ґрунту, будемо мати

$$K_{зщ} = \frac{1}{f_2}\sqrt{\frac{1-\cos\dfrac{d}{r}}{1+\cos\dfrac{d}{r}}}.$$

З отриманого виразу видно, що коефіцієнт защемлення залежить від коефіцієнта внутрішнього тертя ґрунту, діаметра частинки ґрунту та радіуса кривизни напрямної кривої.

Після перетворень розглянемо вираз коефіцієнта защемлення

$$K_{зщ}(\varphi) = \frac{d}{f_2 2r(\varphi)} \tag{1.28}$$

звідки радіус-вектор напрямної кривої визначатиметься в такий спосіб:

$$r = \frac{d}{2K_{зщ}(\varphi) f_2}. \tag{1.29}$$

Рівняння (1.29) – це рівняння кривої в полярних координатах. При переході в декартову систему координат рівняння (1.29) буде записане в параметричному вигляді, що знімає всі обмеження, які виникають за наявності дотичних перпендикулярних та паралельних до осей в декартовій системі.

Під час руху ґрунту поверхнею робочого органу, внаслідок зміни кривизни напрямної, коефіцієнт защемлення буде змінюватися, тобто стане функцією полярного кута.

Для визначення функції коефіцієнта защемлення складемо такі диференціальні рівняння:

1) при рухові ґрунту транспортуючою поверхнею коефіцієнт защемлення повинен зменшуватися, що виключить витрати на додаткове розпушування. Швидкість зміни коефіцієнта защемлення знижуватиметься і стане пропорціональна коефіцієнту защемлення

$$-\frac{dK_{зщ}}{d\varphi} = wK_{зщ};$$

2) розпушуючі поверхні повинні забезпечувати руйнування ґрунту при рухові поверхнею за рахунок збільшення кривизни, тому диференціальне рівняння набуде вигляду

$$\frac{dK_{зщ}}{d\varphi} = wK_{зщ}$$

Параметр *w* є тангенсом кута між поточним радіусом-вектором та дотичною до напрямної. Змінюючи цей параметр, можна в широких межах варіювати кривизною напрямної. Для створення повного уявлення необхідно розглянути ще два можливих варіанти:

1) швидкість зміни коефіцієнта защемлення прямо пропорціональна сталій величині

$$\frac{dK_{зщ}}{d\varphi} = C_3;$$

2) коефіцієнт защемлення обернено пропорціональний сталій величині

$$K_{зщ} = \frac{C_4}{\varphi}.$$

Оскільки функція кута защемлення визначається взаємодією грудок ґрунту між собою, то можливо запропонувати такі залежності коефіцієнта защемлення від полярного кута:

- прямо пропорціональну

$$K_{зщ} = K_{зщо}\varphi; \tag{1.30}$$

- обернено пропорціональну

$$K_{зщ} = \frac{K_{зщо}}{\varphi}; \tag{1.31}$$

- прямо експоненціальну

$$K_{зщ} = K_{зщо}e^{w\varphi}; \tag{1.32}$$

- обернено експоненціальну

$$K_{зщ} = K_{зщо}e^{-w\varphi}, \tag{1.33}$$

де $K_{зщо}$ – початковий коефіцієнт защемлення, що визначається кутом нахилу дотичної в початковій точці напрямної кривої.

Для визначення початкового значення коефіцієнта защемлення $K_{защо}$ розглянемо схему – рис. 1.9.

Виходячи зі схеми (1.9,*б*), після перетворень коефіцієнт защемлення дорівнюватиме:

$$K_{защо} = \frac{1}{f_2}\sqrt{\frac{1-\cos\Delta\alpha_0}{1+\cos\Delta\alpha_0}} = \frac{1}{f_2}\sqrt{\frac{1-\cos\left(45°+\alpha_p+\varphi_1\right)}{1+\cos\left(45°+\alpha_p+\varphi_1\right)}}.$$

Як видно з отриманого виразу, початковий коефіцієнт защемлення пропорціональний коефіцієнту внутрішнього тертя ґрунту, куту встановлення площини лемеша до горизонту та куту тертя ґрунту по сталі. На рис. 1.10 представлено графіки залежностей коефіцієнтів защемлення.

Початковий коефіцієнт защемлення визначався для певних умов: коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту $f_2 = 0,7;$ кут тертя ґрунту по сталі $\varphi_1 = 23°$, кут нахилу дотичної в нижній точці напрямної кривої $\alpha_P = 28°,$ що відповідає найбільш розповсюдженому куту встановлення лемеша до дна борозни. Кут між поточним радіусом-вектором і дотичною до напрямної кривої було прийнято рівним 45°, тому $w = 1$. Відповідно до значень цих параметрів початковий коефіцієнт защемлення дорівнює $K_{защо} = 1,43$.

Взаємодія ґрунтових грудок, при рухові поверхнею робочого органу носить різноманітний характер (рис. 1.10). Максимальна взаємодія, коли сила стиснення грудок ґрунту зростає при рухові поверхнею, спостерігається в прямої експоненціальної залежності. Менша взаємодія буде реєструватися в прямо пропорціональній залеж-

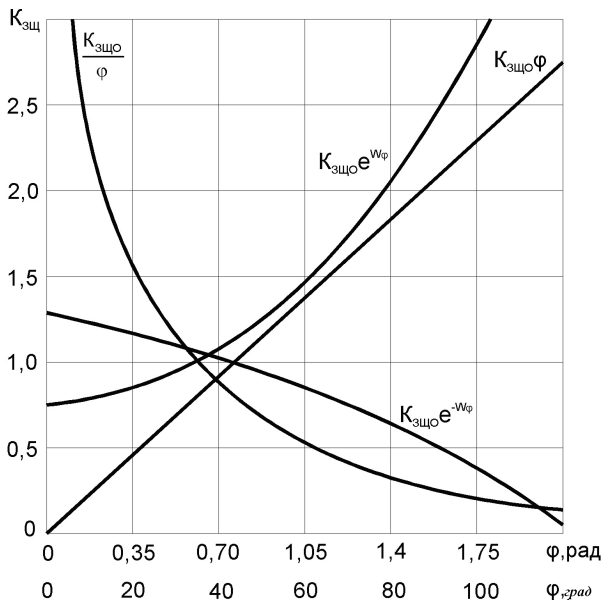


Рис. 1.10. Графіки залежностей коефіцієнта защемлення

ності. У свою чергу мінімальна взаємодія грудок ґрунту між собою відбувається за обернено пропорціональної залежності.

Беручи до уваги залежності коефіцієнта защемлення (1.30) – (1.33), можна записати такі вирази для радіуса-вектора напрямної кривої:

- прямо пропорціональна залежність коефіцієнта защемлення

$$r = \frac{d}{2 f_2 K_{зщо} \varphi}; \tag{1.34}$$

- обернено пропорціональна залежність коефіцієнта защемлення

$$r = \frac{d}{2 f_2 K_{зщо}} \varphi; \tag{1.35}$$

- пряма експоненціальна залежність коефіцієнта защемлення

$$r = \frac{d}{2 f_2 K_{зщо} e^{w\varphi}}; \tag{1.36}$$

- обернено експоненціальна залежність коефіцієнта защемлення

$$r = \frac{d e^{w\varphi}}{2 f_2 K_{зщо}}, \tag{1.37}$$

де $K_{зщо}$ – початковий коефіцієнт защемлення, що визначається кутом нахилу дотичної в початковій точці напрямної кривої.

Наведені залежності радіусів-векторів напрямних кривих дозволяють повністю охопити всі можливі варіанти поверхонь ґрунтообробних робочих органів, визначаючи тим самим необхідну взаємодію поверхні та ґрунту.

### *1.2.3. Формування напрямних кривих поверхонь ґрунтообробних поличних робочих органів*

**На основі обернено пропорціональної залежності коефіцієнта защемлення** радіус-вектор напрямної визначається в такий спосіб [101]:

$$r = \frac{d_i}{2 f_2 K_{зщо}} \varphi . \tag{1.38}$$

Прийнявши, що в момент сколювання розмір ґрунтових грудок $d_i$ дорівнює початковому розміру, знайдемо початковий радіус-вектор

$$r_0 = \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}}.$$

Для існування кривої введемо початковий полярний кут $\varphi_н$. Тоді вираз (1.38) матиме вигляд

$$r = \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}} \left( \varphi + \varphi_н \right).$$

Аналізуючи рис. 1.11, отримаємо рівняння напрямної кривої у Декартовій системі координат:

$$x = x_C - \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}} \left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \sin\left( \varphi + \varphi_H \right); \tag{1.39}$$

$$z = z_C - \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}} \left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \cos\left( \varphi + \varphi_H \right), \tag{1.40}$$

де $x_C$ і $z_C$ – координати полярного центра.

Рівняння дотичної до спіралі в будь-якій точці виглядатиме так:

$$\frac{dz}{dx} = -\operatorname{ctg}\left( \varphi + \varphi_H \right) \frac{\left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \operatorname{tg}\left( \varphi + \varphi_H \right) - 1}{\left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \operatorname{ctg}\left( \varphi + \varphi_H \right) + 1}.$$

Прийнявши $n = 1$, до рівнянь (1.39), (1.40) додаємо рівняння дотичної:

$$\begin{gathered} x = x_C - r_0 \left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \sin\left( \varphi + \varphi_H \right); \\ z = z_C - r_0 \left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \cos\left( \varphi + \varphi_H \right); \\ \frac{dz}{dx} = -\operatorname{ctg}\left( \varphi + \varphi_H \right) \frac{\left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \operatorname{tg}\left( \varphi + \varphi_H \right) - 1}{\left( \varphi + 2 \cdot \pi \cdot n \right) \operatorname{ctg}\left( \varphi + \varphi_H \right) + 1}. \end{gathered}$$

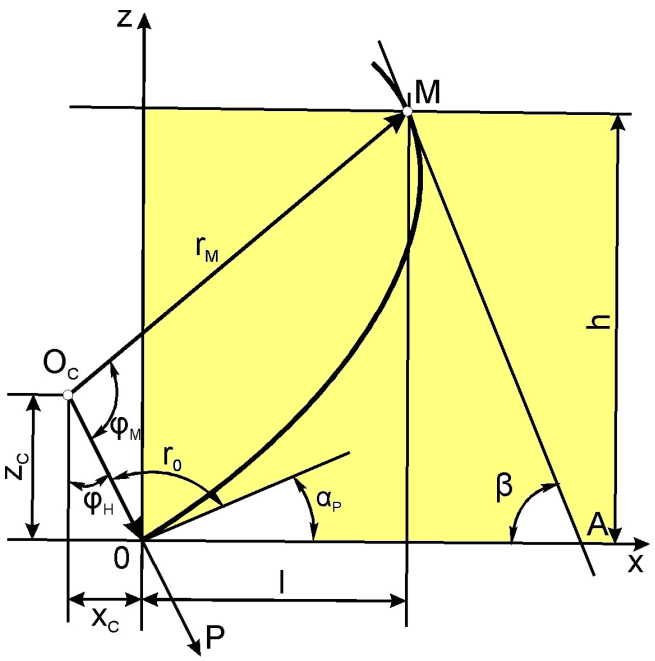



Рис. 1.11. Схема проектування напрямної кривої на основі прямо пропорціональної залежності коефіцієнта защемлення [101]

З отриманих рівнянь знаходимо виліт напрямної кривої

$$l = \frac{d_{i0}\left[\left(\varphi_M + 2\cdot\pi\right)\cos\left(\varphi_M + \varphi_H - 90°\right) - 2\cdot\pi\cdot\sin\varphi_H\right]}{2 f_2 K_{защо}}.$$

Координати центра напрямної для кута $\varphi_M$ визначаються за виразами:

$$x_C = r_0\left(\varphi_M + 2\cdot\pi\right)\cos\left(\varphi_M + \varphi_H - 90°\right);,$$
$$z_C = r_0\cdot 2\cdot\pi\cdot\cos\varphi_H.$$

На основі прямо пропорціональної залежності коефіцієнта защемлення напрямна крива визначається рівнянням

$$r = \frac{d_i}{2 f_2 K_{защо}\varphi}. \qquad (1.41)$$

За початкового значення розміру ґрунтових грудок $d_{i0}$ вираз (1.41) запишемо так:

$$r = \frac{r_0}{\varphi},$$

де початковий радіус-вектор напрямної виражається рівнянням

$$r_0 = \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}}.$$

Запишемо рівняння напрямної кривої в Декартовій системі координат, згідно зі схемою (рис. 1.12):

$$x = -x_c + \frac{r_o}{\varphi}\cos(\beta - \varphi);$$
$$z = z_c - \frac{r_o}{\varphi}\sin(\beta - \varphi),$$

де $x_c$ і $z_c$ – координати полярного центру $O_c$;

$\beta$ – кут нахилу асимптоти до горизонту, град.

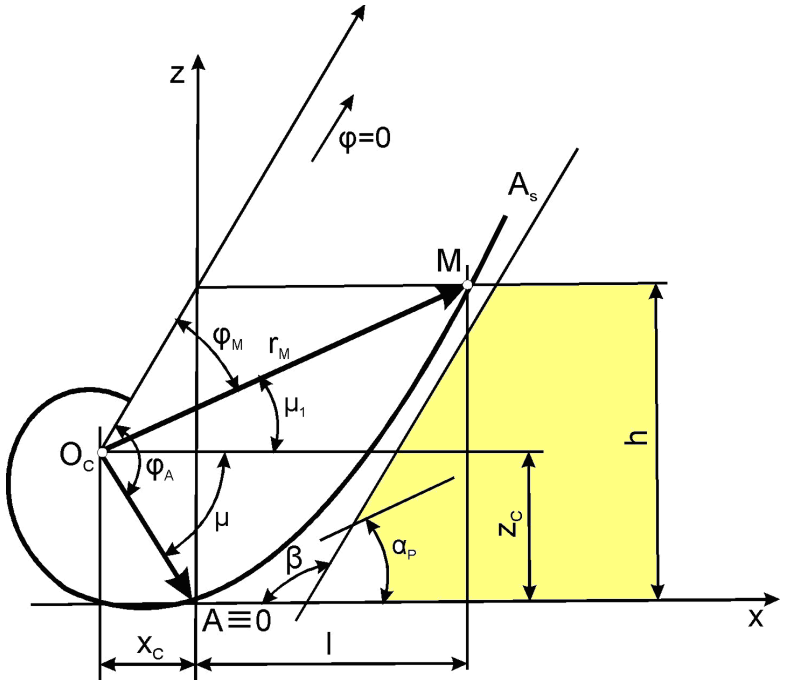



Рис. 1.12. Схема побудови напрямної кривої на основі прямо пропорціональної залежності коефіцієнта защемлення [101]

Кут нахилу асимптоти $\beta$ є важливою величиною, оскільки дозволяє задати напрям нормалі $N$ на денній поверхні поля. Положення

нормалі $N$ забезпечить розповсюдження тріщин. Наприклад, при куті нахилу асимптоти $\beta = 90° + \varphi_1 - \frac{\varphi_2}{2}$ нижній напрям сколу буде направлено вздовж денної поверхні поля.

Виліт напрямної кривої визначається в такий спосіб:

$$l = \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}} \left( \frac{\cos(\beta - \varphi_M)}{\varphi_M} - \frac{\cos(\varphi_A - \beta)}{\varphi_A} \right).$$

Координати полярного центра запишемо так:

$$x_c = \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}} \left[ \frac{\cos(\varphi_A - \beta)}{\varphi_A} + \frac{\cos(\beta - \varphi_M)}{\varphi_M} - \cos(\beta - \varphi_M) \right];$$

$$z_C = h - \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо} \varphi_M} \sin(\beta - \varphi_M).$$

Особливою рисою цієї напрямної кривої є те, що, змінюючи кут нахилу асимптоти, можна змінювати кривизну, впливаючи тим самим на розмір ґрунтових грудок на початку сколювання.

**На основі оберненої експоненціальної залежності коефіцієнта защемлення** рівняння напрямної кривої має вигляд:

$$r = \frac{d_{i0} e^{w\varphi}}{2 f_2 K_{зщо}}.$$

Згідно з наведеною залежністю радіус-вектор зростає зі зростанням полярного кута; у такому випадку полярний центр буде розміщуватися на рівні або нижче дна борозни, а полярна вісь проходитиме через початок координат у Декартовій системі (рис. 1.13).

Перехід до Декартової системи координат дає такі рівняння напрямної:

$$z = -z_c + \frac{d_{i0} e^{w\varphi}}{2 f_2 K_{зщо}} \sin(\varphi - \mu);$$

$$x = -x_c + \frac{d_{i0} e^{w\varphi}}{2 f_2 K_{зщо}} \cos(\varphi - \mu),$$

або

$$z = -z_c + r_0 e^{w\varphi} \sin(\varphi - \mu);$$
$$x = -x_c + r_0 e^{w\varphi} \cos(\varphi - \mu),$$

де $\mu$ – кут між радіусом-вектором $r_o$ та віссю $O_x$, град;

$w$ – котангенс кута $\theta$ між дотичною і вектором;

$r_0$ – початковий радіус-вектор.

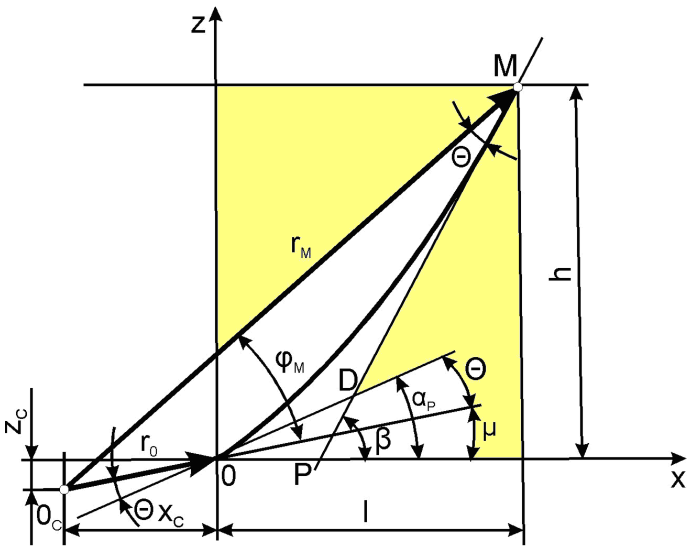



Рис. 1.13. Схема проектування напрямної з полярним центром нижче або на рівні дна борозни [101]

Початковий радіус-вектор можна визначити через глибину обробітку

$$r_0 = \frac{h}{e^{w\varphi_M} \sin(\varphi_M - \mu) - \sin\mu}$$

або через виліт напрямної кривої

$$r_o = \frac{l}{e^{w\varphi_M} \cos(\varphi_M - \mu) - \cos\mu}.$$

З наведених формул потрібно перевагу віддавити глибині обробітку, оскільки це технологічний параметр.

Ураховуючи викладене, координати полярного центра будуть визначатися так:

$$x_c = \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо}} \left[ \frac{\cos(\varphi_A - \beta)}{\varphi_A} + \frac{\cos(\beta - \varphi_M)}{\varphi_M} - \cos(\beta - \varphi_M) \right];$$

$$z_C = h - \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо} \varphi_M} \sin(\beta - \varphi_M).$$

Особливою рисою цієї напрямної кривої є те, що, змінюючи кут нахилу асимптоти, можна змінювати кривизну, впливаючи тим самим на розмір ґрунтових грудок, на початку сколювання.

**На основі прямої експоненціальної залежності коефіцієнта защемлення** напрямна крива описується в полярній системі координат рівнянням

$$r = \frac{d_{i0} e^{-w\varphi}}{2 f_2 K_{зщо}}.$$

Наведене рівняння характерне тим, що зі збільшенням полярного кута радіус-вектор зменшується, а полярний центр у цьому випадку розміщуватиметься тільки над дном борозни (рис. 1.14).

Рівняння напрямної кривої в Декартовій системі координат буде мати такий вигляд:

$$z = z_c - \frac{d_{i0} e^{-w\varphi}}{2 f_2 K_{зщо}} \cos(\varphi - \mu);$$

$$x = x_c - \frac{d_{i0} e^{-w\varphi}}{2 f_2 K_{зщо}} \sin(\varphi - \mu),$$

де $\mu$ – кут нахилу початкового радіуса-вектора до осі $O_z$, град.

Із рівняння кривої, підставивши координати полярного центра, визначимо глибину обробітку $h$ та виліт напрямної кривої $l$:

$$h = z_c - \frac{d_{i0} e^{-w\varphi_M}}{2 f_2 K_{зщо}} \cos(\varphi_M - \mu);$$

$$l = x_c - \frac{d_{i0} e^{-w\varphi_M}}{2 f_2 K_{зщо}} \sin(\varphi_M - \mu).$$

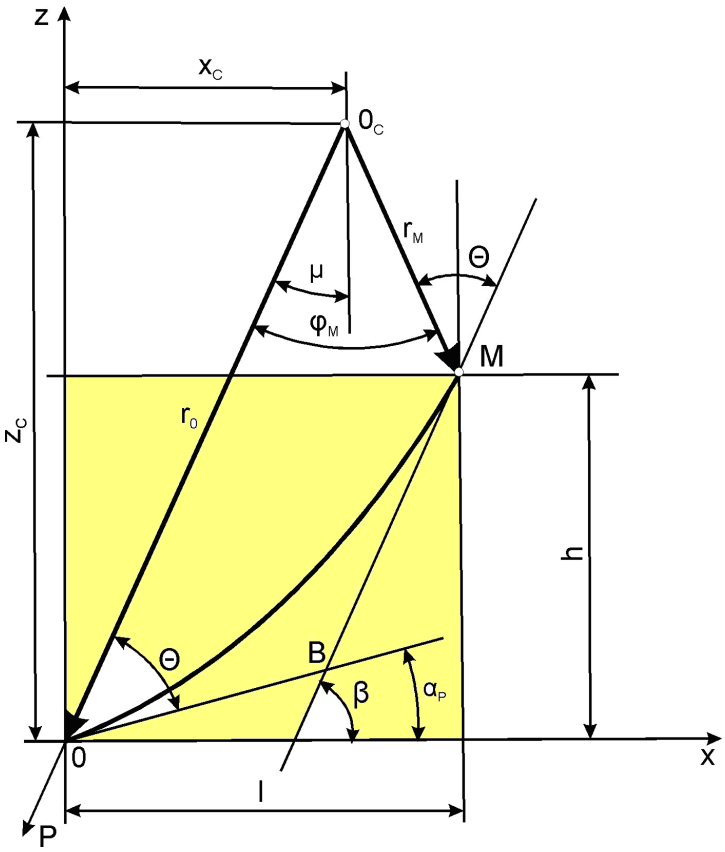



Рис. 1.14. Схема побудови напрямної кривої при розміщенні полярного центра вище дна борозни [101]

Координати полярного центра напрямної дорівнюють, відповідно:

$$z_c = \frac{d_{i0} e^{-w\varphi_M}}{2 f_2 K_{зщо}} \cos\left(\varphi_M - \mu\right) + h;$$

$$x_c = \frac{d_{i0} e^{-w\varphi_M}}{2 f_2 K_{зщо}} \sin\left(\varphi_M - \mu\right) + l.$$

## 1.3. Дослідження кінематичних характеристик напрямних кривих

Домінуючою кінематичною характеристикою напрямної кривої є швидкість руху ґрунту поверхнею робочого органу. Від цієї швидкості залежить висота підйому ґрунту над денною поверхнею поля. Тут необхідно розглянути два випадки.

*Випадок 1*. Висота підйому частинок ґрунту менша чи дорівнює глибині обробітку. Відбувається нагромадження ґрунту перед робочим

органом, що сприяє перемішуванню шарів ґрунту між собою та рослинними рештками, які знаходяться на поверхні поля. Рух ґрунту в цьому випадку має довільний характер та ним неможливо керувати.

*Випадок 2.* Висота підйому частинок більша за глибину обробітку. В такому випадку виникає «хвиля» ґрунту і з'являється можливість керувати рухом ґрунту. Це дозволяє обертати пласт ґрунту без перемішування шарів між собою та рослинними рештками чи направляти його рух у визначений бік.

При дослідженні руху ґрунту напрямною кривою поверхні робочого органа приймемо такі теоретичні припущення:

- маса частинки ґрунту зосереджена в її центрі тяжіння;
- розміри частинок ґрунту, порівняно з розмірами робочого органа, малі, тому їх можна не враховувати.

У разі попадання точки на поверхню робочого органу і подальшого руху на неї діють певні сили – рис. 1.15.

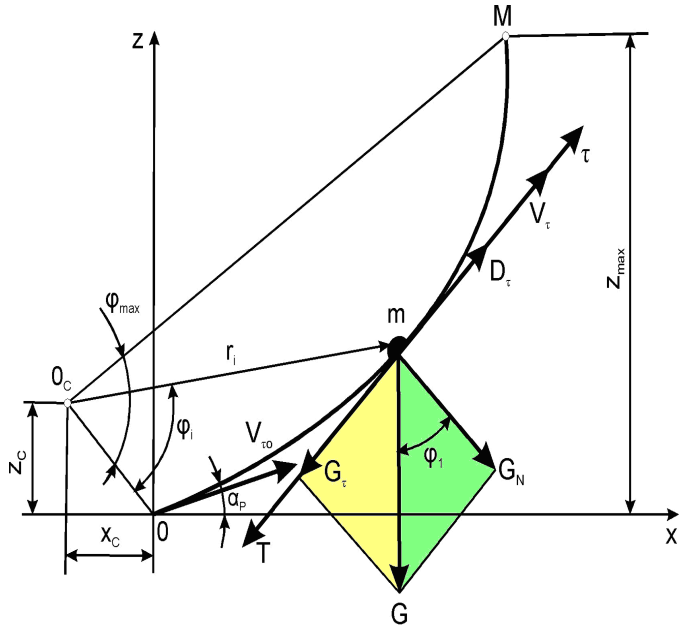



Рис. 1.15. Схема до визначення кінематичних характеристик напрямних кривих різних типів

Сила динамічного напору, яка викликає рух точки і діє за дотичною до напрямної кривої, має бути записана в такий спосіб:

$$D_\tau = \rho \cdot s \cdot V_\tau^2 . \qquad (1.42)$$

де $\rho$ – щільність ґрунту, кг/м$^3$;

$s$ – площа перерізу частинки ґрунту, м$^2$;

$V_\tau$ – тангенціальна складова швидкості руху точки, м/с.

Відцентрова сила направлена по нормалі до кривої:

$$Q = m\frac{V_\tau^2}{r},$$

де $m$ – маса частинки ґрунту, кг;

$r$ – радіус-вектор напрямної кривої, м.

Сила ваги:

$$G = m \cdot g,$$

де $g$ – прискорення сили тяжіння, м/с$^2$.

Сила ваги частинки ґрунту розкладується на дві складові. Одна з них $G_N$ діє за нормаллю до кривої і визначається

$$G_N = G \cdot \cos\varphi = m \cdot g \cdot \cos\varphi;$$

друга складова діє по дотичній до напрямної кривої $\tau$ і дорівнює

$$G_\tau = G \cdot \sin\varphi = m \cdot g \cdot \sin\varphi.$$

Сила тертя буде мати дві складові. Перша з них – це сила тертя, викликана нормальною складовою сили ваги $G_N$, друга складова – відцентровою сила $Q$

$$T = T_G + T_Q = f_1\left(m \cdot g \cdot \cos\varphi + m\frac{V_\tau^2}{r}\right).$$

Маючи ці дві сили, можна записати диференціальне рівняння руху точки в такому вигляді:

$$m\frac{dV_\tau}{dt} = D_\tau - G_N - T.$$

Провівши певні перетворення, дійдемо до диференціального рівняння руху ґрунту по напрямній кривій [106]:

$$\frac{dV_\tau}{d\varphi} = \frac{r}{m \cdot V_\tau} \cdot \rho \cdot s \cdot V_\tau^2 - \frac{r}{m \cdot V_\tau} \cdot m \cdot g \cdot \sin\varphi - f_1 \frac{r}{m \cdot V_\tau} m \cdot g \cdot \cos\varphi - f_1 \frac{r}{m \cdot V_\tau} m \frac{V_\tau^2}{r}$$

.

Спростивши вираз, отримаємо диференціальне рівняння руху у вигляді:

$$\frac{dV_\tau}{d\varphi} = V_\tau \left( \frac{r \cdot \rho \cdot s}{m} - f_1 \right) - \frac{r \cdot g}{V_\tau} \left( \sin\varphi + f_1 \cdot \cos\varphi \right). \qquad (1.43)$$

Враховуючи, що радіус-вектор $r$ для напрямної кривої є функцією полярного кута $\varphi$, $r = r(\varphi)$, можна записати рівняння (1.43) для кожної напрямної кривої, заснованої на функції коефіцієнта защемлення окремо:

1) обернено пропорціональної залежність коефіцієнта защемлення

$$\frac{dV_\tau}{d\varphi} = V_\tau \left[ \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо} m} \cdot (\varphi + \varphi_A) \cdot \rho \cdot s - f_1 \right] - \\ - \frac{d_{i0}}{2 f_2 K_{зщо} V_\tau} \cdot (\varphi + \varphi_A) \cdot g \cdot (\sin\varphi + f_1 \cdot \cos\varphi); \qquad (1.44)$$

2) прямо пропорціональна залежність коефіцієнта защемлення

$$\frac{dV_\tau}{d\varphi} = V_\tau \left[ \frac{d_{i0} \cdot \rho \cdot s}{2 f_2 K_{зщо} \cdot m \cdot (\varphi + \varphi_A)} - f_1 \right] - \\ - \frac{d_{i0} \cdot r_0 \cdot g}{2 f_2 K_{зщо} \cdot V_\tau \cdot (\varphi + \varphi_A)} (\sin\varphi + f_1 \cdot \cos\varphi); \qquad (1.45)$$

3) обернено експоненціальна залежність коефіцієнта защемлення

$$\frac{dV_\tau}{d\varphi} = V_\tau \left( \frac{d_{i0} \cdot e^{W\varphi} \rho \cdot s}{2 f_2 K_{зщо} m} - f_1 \right) - \frac{d_{i0} \cdot e^{W\varphi} \cdot g}{2 f_2 K_{зщо} V_\tau} (\sin\varphi + f_1 \cdot \cos\varphi); \qquad (1.46)$$

4) прямо експоненціальна залежність коефіцієнта защемлення –

$$\frac{dV_\tau}{d\varphi} = V_\tau\left(\frac{d_{i0}\cdot e^{-W\varphi}\rho\cdot s}{2f_2K_{зщо}m} - f_1\right) - \frac{d_{i0}\cdot e^{-W\varphi}\cdot g}{2f_2K_{зщо}V_\tau}\left(\sin\varphi + f_1\cdot\cos\varphi\right). \qquad (1.47)$$

Маючи максимальний кут підйому, можна обчислити максимальну висоту підйому частинки:

1) прямо пропорціональна залежність –

$$z_{\max} = \frac{d_{i0}}{2f_2K_{зщо}}\left[2\cdot\cos\varphi_H - \left(\varphi_{\max} + 2\cdot\pi\cdot n\right)\cos\left(\varphi_{\max} + \varphi_H\right)\right]; \qquad (1.48)$$

2) обернено пропорціональна залежність –

$$z_{\max} = \frac{d_{i0}}{2f_2K_{зщо}}\left[\frac{1}{\varphi_A}\sin\left(\varphi_A - \beta\right) - \frac{1}{\varphi_{\max}}\sin\left(\beta - \varphi_{\max}\right)\right]; \qquad (1.49)$$

3) прямо експоненціальна залежність –

$$z_{\max} = \frac{d_{i0}}{2f_2K_{зщо}}\left[\sin\mu_c - e^{w\varphi\max}\sin\left(\varphi_{\max} - \mu\right)\right]; \qquad (1.50)$$

4) обернено експоненціальна залежність –

$$z_{\max} = r_M e^{-w\varphi_M}\left[\cos\left(\varphi_M - \mu\right) - \cos\left(\varphi - \mu\right)\right]. \qquad (1.51)$$

Для порівняння кінематичних характеристик напрямних кривих були розв'язані чисельним методом диференціальні рівняння (1.44), (1.45), (1.46) і (1.47). Початковими умовами слугували кут встановлення леміша до горизонтальної площини $\alpha_P = 26°$; виліт напрямної кривої $l = 250$ мм; кут нахилу дотичної у верхній точці $\beta = 60°$. Швидкість руху робочого органа: $V = 1$ та $V = 3$ м/с; тому початкова швидкість руху частинки мала значення: $V_{\tau 0} = V\cos\alpha_P = 1\cdot 0{,}898 = 0{,}898$ та $V_{\tau 0} = V\cos\alpha_P = 3\cdot 0{,}898 = 2{,}696$ м/с. Максимальну висоту підйому частинки визначали за виразами (1.48), (1.49), (1.50) та (1.51). Результати розрахунку представлені на рис. 1.16.

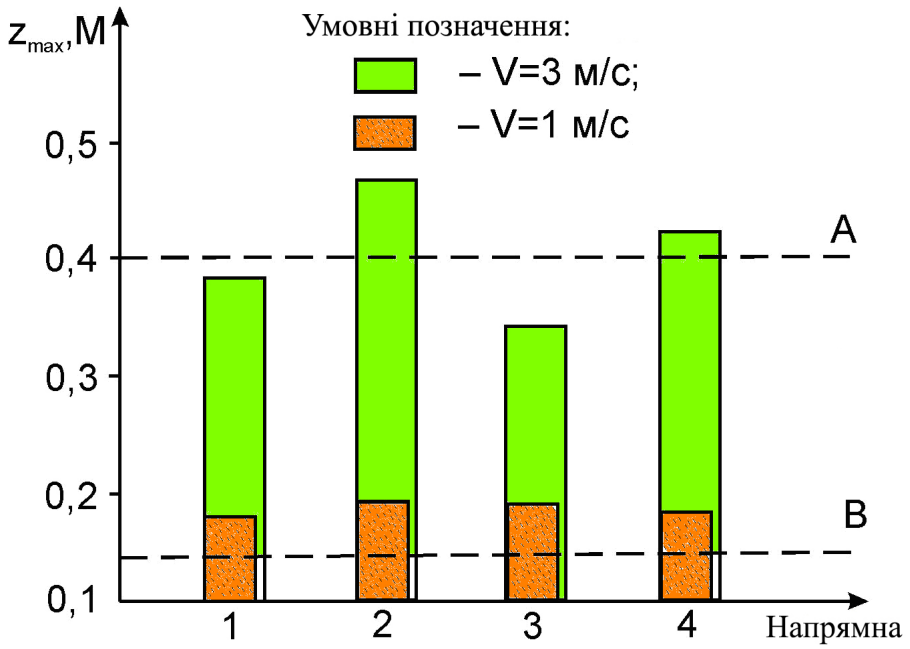



Рис. 1.16. Залежність максимального підйому частинки ґрунту від напрямної кривої: 1 – прямо пропорціональна залежність; 2 – обернено пропорціональна залежність; 3 – прямо експоненціальна залежність; 4 – обернено експоненціальна залежність; А, В – глибина основного та поверхневого обробітку ґрунту, відповідно [101]

Швидкість руху знаряддя 1 м/с незначно впливає на висоту підйому ґрунту. За такої швидкості мінімальну висоту підйому частинки 16,7 см має напрямна, виконана за прямо пропорціональною залежністю, а максимальну – 19,2 см – крива, виконана за обернено пропорціональною залежністю.

Малозначна різниця в максимальній висоті підйому частинки викликана тим, що за невеликої швидкості руху кривизна напрямної кривої відбувається слабко, частинка ґрунту не володіє достатньою силою інерції. За швидкості $V = 3$ м/с кривизна напрямної відбувається в більшій мірі. Так, обернено пропорціональна залежність має максимальну висоту підйому $z_{max} = 42,5$ см. Це пояснюється тим, що кривизна цієї напрямної різко зменшується зі зростанням полярного кута, і сила тертя, викликана відцентровою силою, мінімальна. Мінімальну висоту підйому має напрямна, виконана за прямою експоненціальною залежністю $z_{max} = 34,3$ см. У цьому випадку кривизна напрямної зростає зі збільшенням полярного кута, що викликає зниження сили інерції. Тому обернено пропорціональну залежність, як напрямну, можна рекомендувати для поверхонь робочих органів, які призначені для транспортування ґрунту,

наприклад, канавокопачів. У свою чергу пряма експоненціальна залежність призначена для напрямних поверхонь культурних і напівгвинтових полиць плугів, коли до розпушення ґрунту пред'являються підвищені вимоги. Обернену експоненціальну залежність бажано застосовувати при проектуванні напівгвинтових полиць плугів, оскільки зниження кривизни напрямної дозволяє отримувати розвинене крило полиці, наприклад канавокопачів.

Отже, для підйому ґрунту вище, ніж глибина основного обробітку необхідно застосовувати обернено пропорціональну і обернено експоненціальну залежність коефіцієнта защемлення ґрунту. Підкреслимо, що для інтенсивного розпушення ґрунту застосовують прямо пропорціональну і прямо експоненціальну залежності коефіцієнта защемлення ґрунту.

## 1.4. Концепція та методика проектування поверхонь поличних ґрунтообробних робочих органів

Будь-який ґрунтообробний робочий орган, який має найпростішу поверхню, визначається великою кількістю параметрів, оскільки поверхня перш за все являє собою геометричний об'єкт [59, 119].

Ґрунт, з яким взаємодіє робочий орган, у свою чергу має стан, який характеризується фізико-механічними, водно-повітряними та ін. параметрами. [59, 71].

При обробітку ґрунт руйнується, набуваючи грудкуватий стан, тому з робочим органом взаємодіють ті параметри, які характеризують фізико-механічний стан. Водно-повітряний режим буде визначатися тим станом, який отримує ґрунт після обробітку [120].

На рис. 1.17 наведено концептуальний зв'язок параметрів. Концептуалізація схеми показує, що всі параметри взаємодіють між собою, тому при проектуванні робочого органу необхідно враховувати всю їх сукупність.

Концепція проектування визначає певний порядок створення робочого органу [120]:

1) завдання технологічних параметрів;

2) визначення параметрів ґрунту і рослин;

3) залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту, рослин та характеру роботи, яка має бути виконана, вибір параметрів поверхні:

- зміна кривизни напрямної кривої;
- закон руху твірної;
- кривизни поверхні робочого органу;

4) обчислення координат напрямної кривої;

5) формування каркасу поверхні;

6) побудова обрізу поверхні;

7) побудова шаблонів вертикальними і горизонтальними січними площинами [12].




Рис. 1.17. Схема концептуального взаємозв'язку параметрів при проектуванні поверхні ґрунтообробного робочого органу [100]

Концептуальний підхід до проектування дозволяє створювати робочі органи необхідних типів та призначення.

Згідно з концепцією проектування ґрунтообробних робочих органів була розроблена методика, яка включає такі основні пункти:

- вибір типу поверхні робочого органу; відносно поличних робочих органів це культурна, напівгвинтові або гвинтова поверхня;
- визначення технологічного параметру – глибини обробітку;
- визначення параметрів ґрунту – кути зовнішнього та внутрішнього тертя;
- визначення параметрів поверхні:
  - тип напрямної кривої;
  - закон переміщення твірної у горизонтальній площині проекцій.
- ширина захвату.

На рис. 1.18 наведено схему побудови поверхні полиці. Зауважимо, що згідно з цією схемою можна побудувати поверхню будь-якого ґрунтообробного органу.

У першу чергу, залежно від типу поверхні, обираємо напрямну криву, яку будуємо в системі координат $Ox_1z_1$. Визначаємо її початковий радіус-вектор та координати полярного центра.

Задаємо функцію кута нахилу проекції твірної на горизонтальній площині проекцій $\gamma = \gamma(z)$, яка визначається характерними точками: $\gamma_0$, $\gamma_{\min}$, $\gamma_1$, $\gamma_n$. Функція $\gamma = \gamma(z)$ може бути визначена поліномом або сплайнами.

Складаємо диференціальне рівняння положення твірних (1.21). Інтегруванням цього рівняння отримаємо функцію кута нахилу проекції твірної на вертикально-поздовжній площині.

Послідовно визначаючи полярний кут як параметр, будуємо проекції точки $i$, через які проводимо проекції твірної. Наприкінці будуємо обрізи поверхні та, перерізаючи її вертикальними площинами, шаблони для виготовлення поверхні.

За наведеною методикою спроектована поверхня культурного корпусу плуга, яка представлена на рис. 1.19.

Культурний корпус має певні параметри: кут встановлення леміша до дна борозни $\alpha_P = 28°$; кут встановлення леміша до стінки борозни $\gamma_0 = 42°$; ширина захвату $b = 400$ мм; глибина оранки $a = 220\text{-}300$ мм;

висота точки опуклості напрямної $h = 284$ мм; виліт напрямної кривої $l = 255$ мм; значення характерних точок функції кута нахилу твірної до стінки борозни $\gamma_0 = 42°$, $\gamma_{\min} = 40,4°$, $\gamma_m = 45°$; початкове значення коефіцієнта защемлення $K_{зщ0} = 2,4$; коефіцієнт кривизни поверхні $\lambda_K = 0,1$.

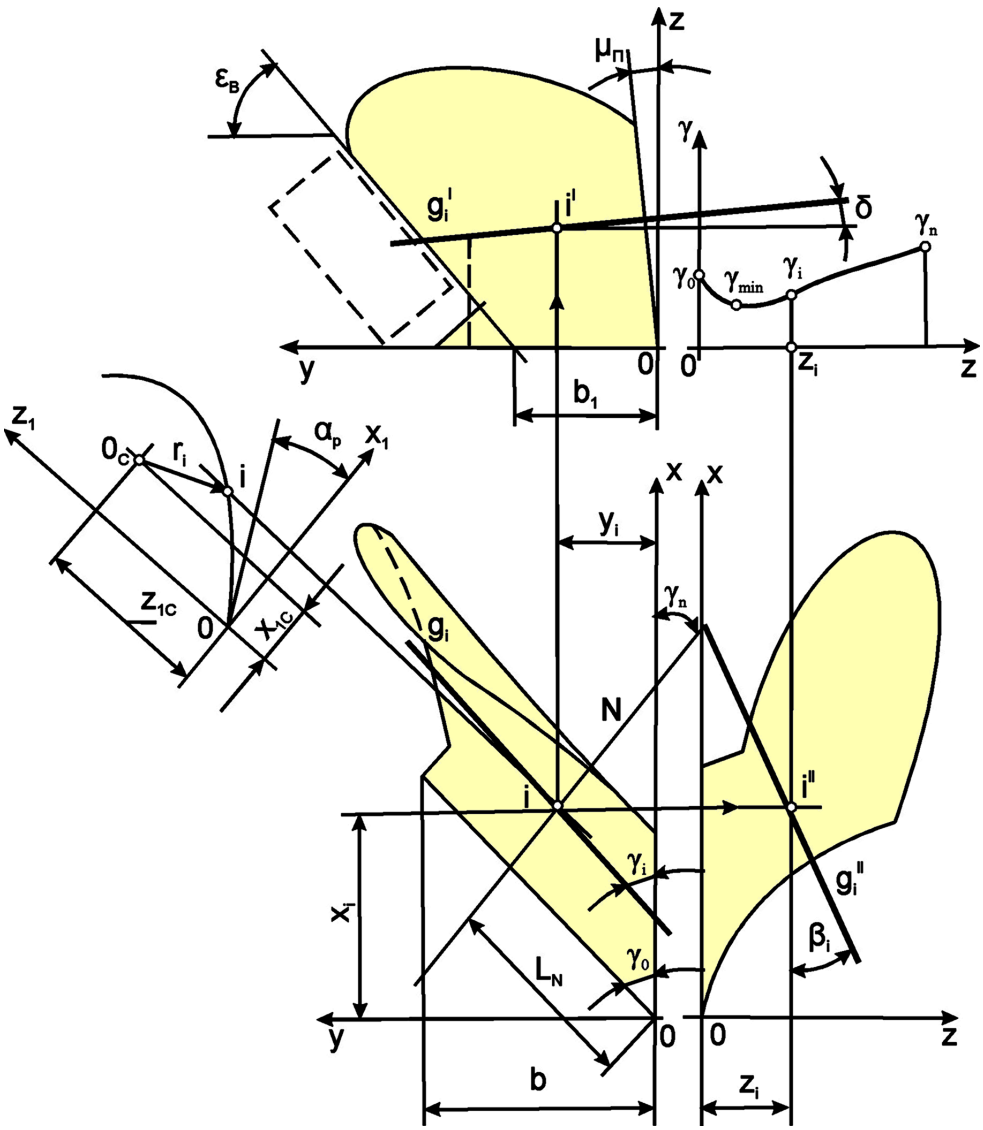



Рис. 1.18. Схема побудови поверхні поличного робочого органу [100])

За цією методикою спроектовано й напівгвинтовий корпус плуга рис. 1.20. Напівгвинтовий корпус має такі параметри: кут встановлення леміша до дна борозни $\alpha_P = 28°$; кут встановлення леза леміша до стінки борозни $\gamma_0 = 42°$; ширина захвату $b = 400$ мм; глибина скиби $a = 220$-$300$ мм; висота точки опуклості напрямної $h = 284$ мм; виліт

напрямної кривої $l = 260$ мм; значення характерних точок функції кута нахилу твірної до стінки борозни $\gamma_0 = 42°$, $\gamma_{\min} = 38°$, $\gamma_m = 48°$; початкове значення коефіцієнта защемлення $K_{зщ0} = 2,4$; коефіцієнт кривини поверхні $\lambda_K = 0,15$.

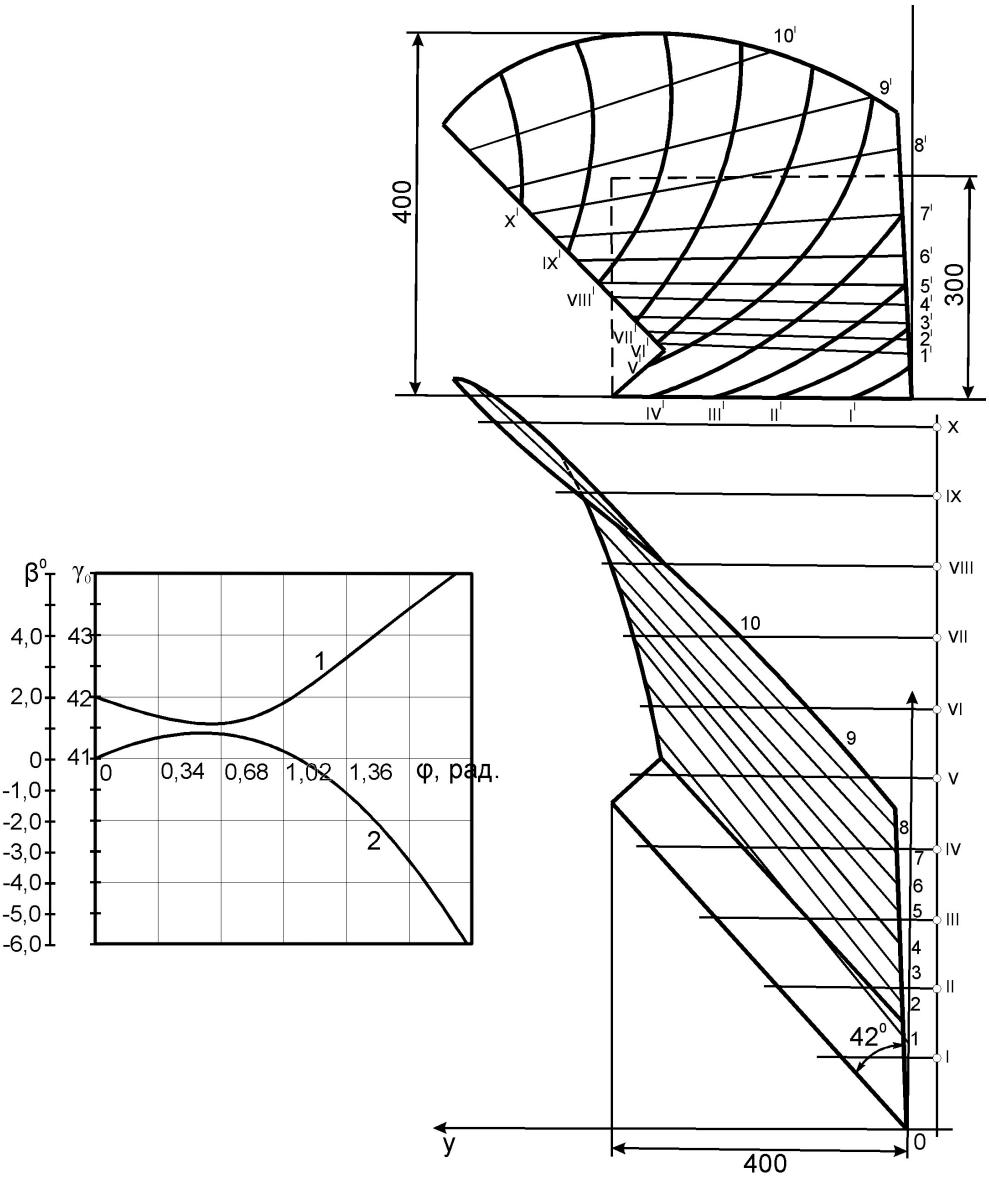



Рис. 1.19. Поверхня культурного корпусу плуга і графіки кутів нахилу твірної [100]

Для експериментальної перевірки концепції взаємозв'язку параметрів та методики проектування поличних робочих органів було спроектовано напівгвинтові поверхню верхнього ярусу двоярусного плуга ПНЯ-4-40 (рис. 1.21).

Крім того, за наведеною методикою спроектовані також щілинорізи для староорних ґрунтів та пласта багаторічних трав [100]. Вона може бути застосована в проектуванні будь-якої поверхні ґрунтообробного органу, так як базується на концептуальному зв'язку параметрів.

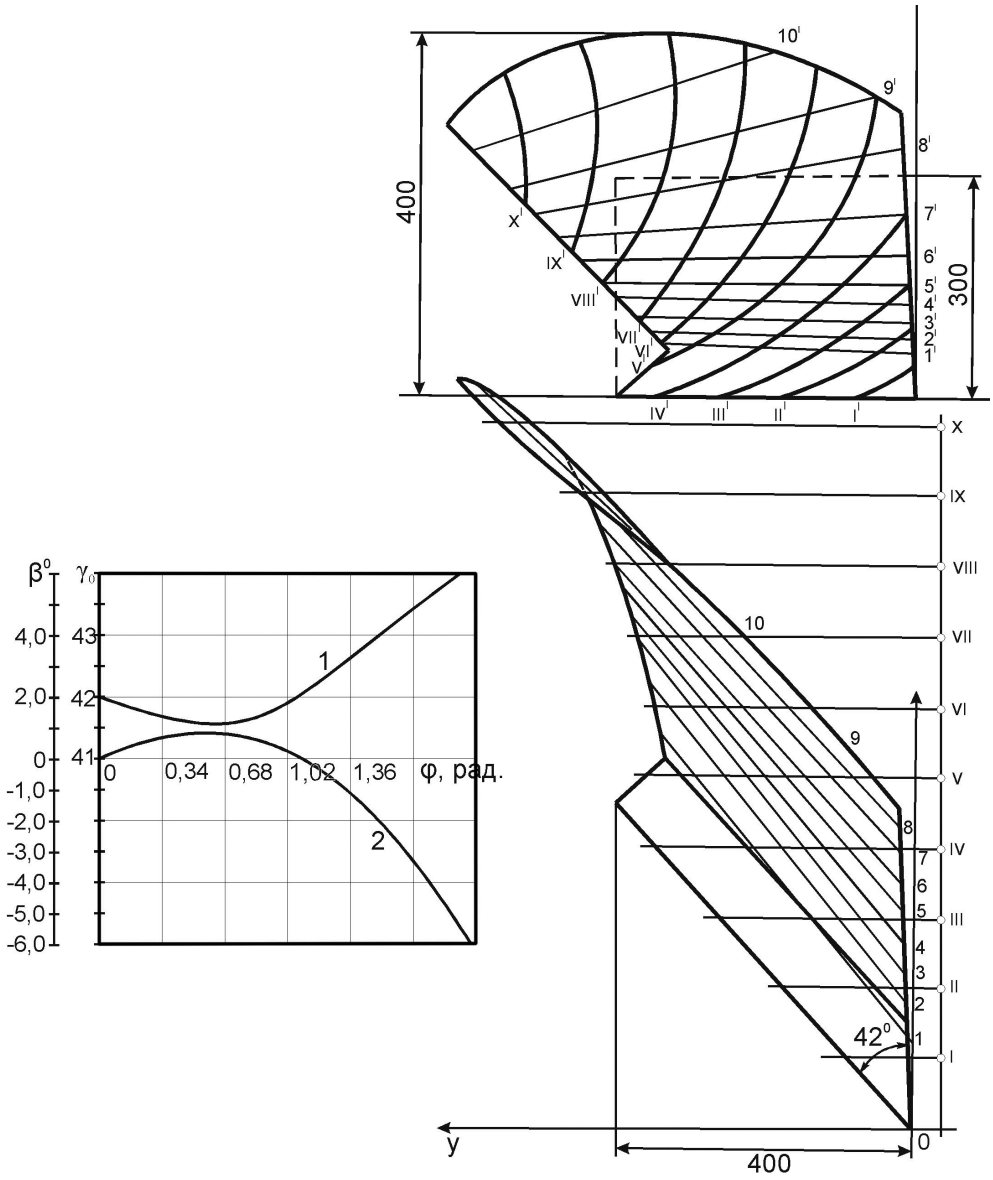



Рис. 1.20. Поверхня та функції кутів нахилу твірних напівгвинтового корпусу плуга [101]

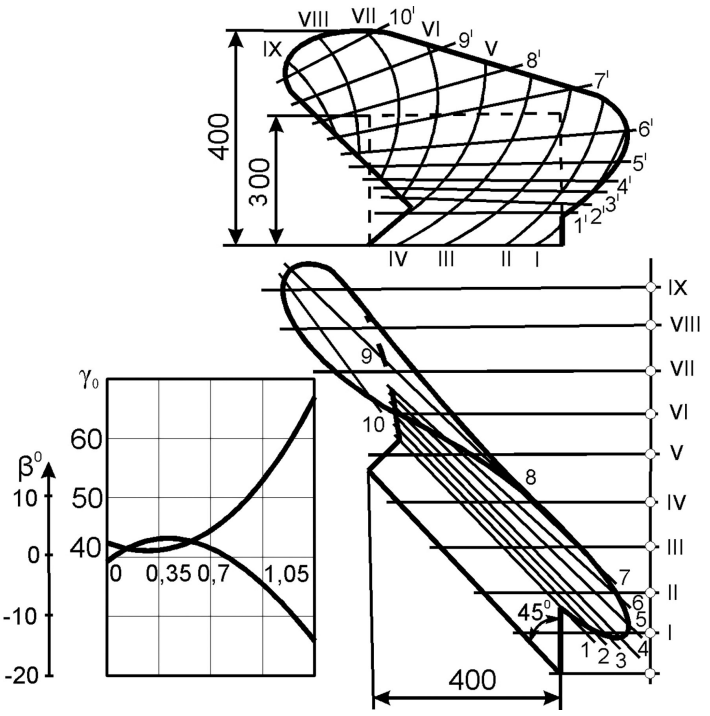



Рис. 1.21. Схема напівгвинтової полиці двоярусного плуга

## 1.5. Лабораторно-польові дослідження полицевих робочих органів

За розробленою математичною моделлю та методикою проектування було виготовлено напівгвинтовий корпус верхнього ярусу плуга ПНЯ-4-40 (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. Основні параметри двоярусного плуга ПНЯ-4-40

| Ширина захвату, м | Максимальна глибина оранки, см | Ширина захвату корпусу, мм | | Робоча швидкість руху, м/с |
|---|---|---|---|---|
| | | верхнього ярусу | нижнього ярусу | |
| 1,6 | 35 | 400 | 400 | до 2,5 |

Плуг ПНЯ-4-40 мав культурні корпуси нижнього ярусу. На верхній ярус встановлювали культурні корпуси (рис. 1.22,*а*) і експериментальні напівгвинтові корпуси з добре розвиненим крилом (рис. 1.22,*б*).

У культурного корпусу напрямна крива поверхні була виконана по дузі кола [30], а в експериментального – по кривій, основаній на прямій залежності коефіцієнта защемлення [101].



*а* *б*

Рис. 1.22. Корпуси двоярусного плуга ПНЯ-4-40: *а* – напівгвинтові корпуси верхнього ярусу; *б* – культурні корпуси нижнього ярусу [101]

Робочу швидкість дослідних агрегатів вибирали на основі механіко-технологічних умов на наступних передачах трактора Т-150К: 1р, 2р, 3р. Розрахунок тягово-енергетичних показників проводили у відповідно до ОСТ 70.2.2-73.

Метою лабораторно-польових досліджень було порівняти показники роботи двоярусних плугів з експериментальними напівгвинтовими корпусами верхнього ярусу.

Лабораторно-польові дослідження двоярусних плугів проводили в умовах, типових для основного обробітку ґрунту Півдня України, а саме: агрофон – стерня озимої пшениці, кількість рослинних решток 355 г/м$^2$, тип ґрунту – чорнозем, рельєф рівний, мікрорельєф – вирівняний. Твердість ґрунту наведена в табл. 1.2. Середня вологість 18,77 %, а твердість 5,07 Н/см$^2$. Загальний вигляд поля, на якому проводили порівняльні дослідження двоярусних плугів, представлений на рис. 1.23.

Для польових досліджень був прийнятий трифакторний симетричний план 3×3×3. Рівні варіювання факторів представлені в табл. 1.2.

Робочий момент досліджень представлений на рис. 1.24.

Таблиця 1.2. Рівні варіювання факторів за польових досліджень

| № п/п | Фактор | Код | Рівні факторів | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | –1 | 0 | +1 |
| 1. | Глибина обробітку *а*, см | $X_1$ | 24 | 28 | 33 |
| 2. | Робоча швидкість руху *v*, м/с | $X_2$ | 2,37 | 2,8 | 3,16 |
| 3. | Твердість ґрунту *р*, Н/см$^2$ | $X_3$ | 4.9 | 5,1 | 5,2 |



Рис. 1.23. Загальний вигляд поля



Рис. 1.24. Робота двоярусного плуга з напівгвинтовими корпусами верхнього ярусу в полі

Оскільки рівні третього фактора, за який була прийнята твердість ґрунту, практично не відрізняються один від одного, він був прийнятий постійним.

У результаті реалізації повнофакторного експерименту другого порядку отримані дані, що характеризують тяговий опір і глибину

загортання рослинних решток залежно від глибини обробітку робочої швидкості руху і твердості ґрунту.

Важливим показником роботи двоярусного плуга є глибина загортання рослинних решток, яка має бути такою, щоб за подальших поверхневих обробітків рослинні рештки не виверталися на поверхню.

Обробка дослідних даних за допомогою стандартного забезпечення дозволила отримати математичні моделі другого порядку для глибини загортання рослинних решток для двоярусного плуга з культурними і напівгвинтовими корпусами верхнього ярусу:

$$h_{3K} = 14,6 + 1,76X_1 + 0,3667X_2 + 0,2X_1^2 - 0,175X_1X_2, \qquad (1.52)$$

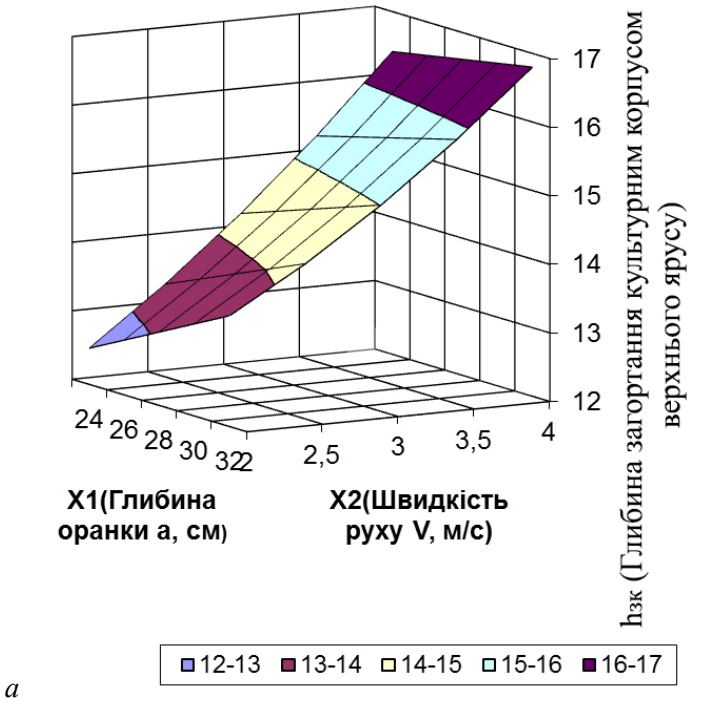
$$h_{3П} = 15,9 + 1,717X_1 + 0,483X_2 + 0,0538X_1^2 - 0,015X_2^2 - 0,2499X_1X_2. \qquad (1.53)$$

Залежності $h_{3K} = (a, v, p)$ та $h_{3П} = (a, v, p)$ представлені на рис 1.25, а поперечний розріз обробленого шару – на рис. 1.26.

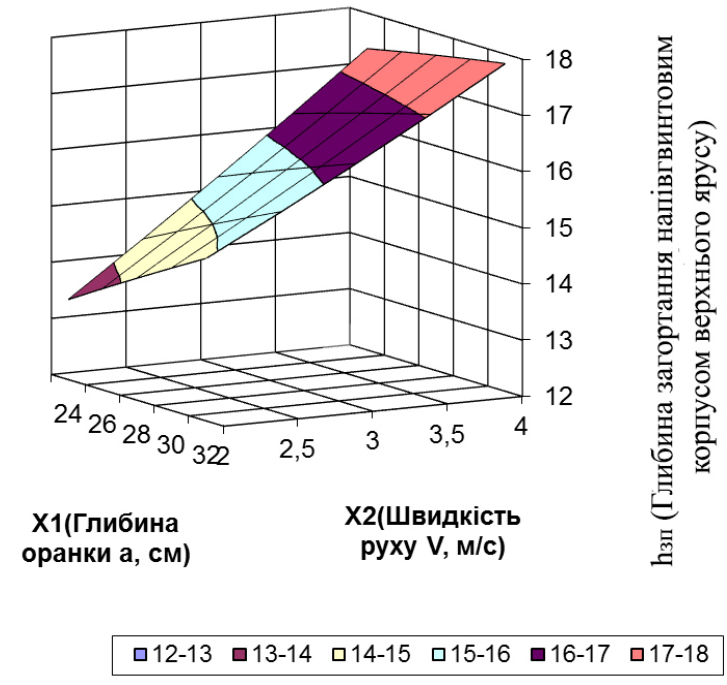
Аналіз моделей (1.52) і (1.53), проведений по коефіцієнтах, які стоять перед факторами, показує, що для двоярусного плуга з культурними і напівгвинтовими корпусами верхнього ярусу домінуюче значення має глибина оранки. Причому це явище, як у першому, так і в другому випадках однакове, так як коефіцієнти при факторі $X_1$ практично не відрізняються один від одного. Вплив швидкості руху плуга менший, але для напівгвинтових корпусів верхнього ярусу коефіцієнт при $X_2$ вище, ніж у культурних.

Ґрунт по поверхні культурного корпусу рухається хаотично, перемішуючись з рослинними рештками, тому їх загортання проходить за рахунок хвилі, яка рухається перед корпусом.

По поверхні напівгвинтового корпусу ґрунт рухається впорядковано по визначеним траєкторіям, при цьому загортання рослинних решток відбувається за рахунок оберту пласта. З підвищенням швидкості глибина загортання рослинних решток для культурних корпусів збільшується незначно, того ж часу для культурних корпусів зростає. Спільний вплив глибини оранки і швидкості руху в напівгвинтових корпусів верхнього ярусу вище, ніж у культурних. Таким чином, двоярусні плуги з напівгвинтовими корпусами заорюють рослинні рештки на велику глибину, що дозволяє підвищити якість подальших обробітків. Орієнтуючись на робочу швидкість руху 2,8 м/с глибина загортання рослинних решток з напівгвинтовими корпусами становить 15,9 см, а з культурними 14,6, що на 6,41 % більше.




*а*




*б*

Рис. 1.25. Вплив глибини обробітку, робочої швидкості руху і твердості ґрунту на загортання рослинних решток двоярусним плугом: *а* – з культурними корпусами верхнього ярусу $h_{ЗК} = (a, v, p)$; *б* – з напівгвинтовими корпусами верхнього ярусу $h_{ЗП} = (a, v, p)$




Рис. 1.26. Поперечний розріз шару ґрунту, що обробляє плуг ПНЯ-4-40

На рис. 1.26 представлено поперечний розріз шару ґрунту після проходу ярусного плугу ПНЯ-4-40 з напівгвинтовими полицями верхнього ярусу.

Вплив глибини обробітку, швидкість руху і твердість ґрунту на тяговий опір описується рівнянням моделі для двоярусного плуга:

- з культурними корпусами верхнього ярусу:

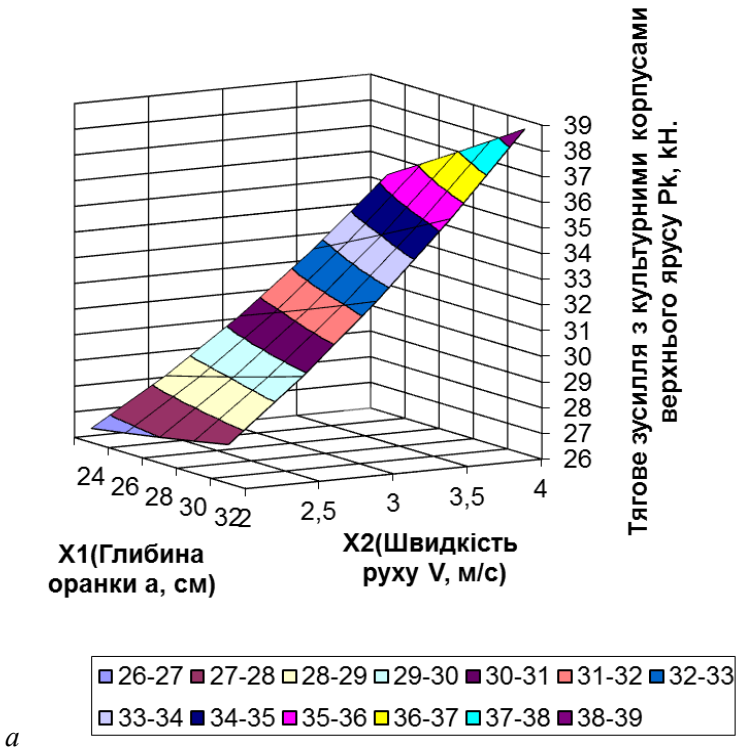
$$P_K = 31,8 + 4,97X_1 + 1,08X_2 + 0,568X_1^2 + 0,0318X_2^2 + 0,6X_1X_2; \quad (1.54)$$

- з напівгвинтовими корпусами верхнього ярусу:

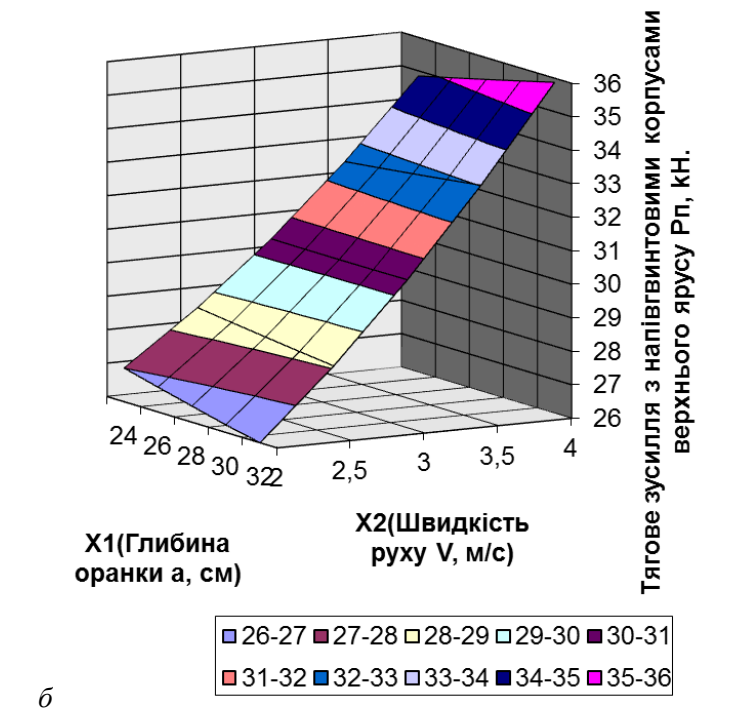
$$P_П = 30,2 + 4,345X_1 + 1,0X_2 + 0,504X_1^2 + 0,01X_2^2 + 0,515X_1X_2. \quad (1.55)$$

Залежності $P_K = (a, v, p)$ та $P_П = (a, v, p)$ у графічному вигляді представлені на рис. 1.27.

Проведемо аналіз моделей (1.54) та (1.55) по коефіцієнтах так, як проводили раніше. Із аналізу видно, що і в цьому випадку домінуючим фактором $X_1$ виступає глибина оранки $a$, причому для напівгвинтових корпусів значення коефіцієнта менші, ніж для культурних. Значення при факторі $X_2$, який відповідає швидкості обробітку $v$ для напівгвинтових корпусів, менші, ніж у культурних.




*а*




*б*

Рис. 1.27. Вплив глибини обробітку, робочої швидкості руху і твердості ґрунту на тяговий опір двоярусного плуга: *а* – з культурними корпусами верхнього ярусу $P_K = (a, v, p)$; *б* – з напівгвинтовими корпусами верхнього ярусу $P_П = (a, v, p)$

Комплексний вплив глибини обробітку і швидкості плуга, що визначається коефіцієнтом при добутку факторів, у цілому незначний, але для напівгвинтових корпусів менший. Таке положення пов'язане з тим, що по поверхні напівгвинтового корпусу ґрунт рухається більш упорядковано, оскільки кривизна поверхні в цьому випадку більша. Збільшення кривизни поверхні забезпечує стабільність руху ґрунту; іншими словами, стабільність траєкторій, які в даному діапазоні швидкостей змінюються незначно. Поверхня культурного корпусу має малу кривизну, із-за чого шари ґрунту хаотично змішуються між собою, на що витрачається додаткова енергія [71]. Аналогічно попередньому для робочої швидкості руху плуга 2,8 м/с тяговий опір корпусу з напівгвинтовими відвалами становить 30,2 кПа, а для плуга з культурними корпусами 31,8 кПа.

Таким чином, напівгвинтові корпуси, в основу утворення поверхні яких покладена функція коефіцієнта защемлення ґрунту, переважають культурні корпуси як по агротехнічних, так і по силових характеристиках.

## 1.6. Особливості динамічних і кінематичних характеристик руху ґрунту по поверхні ґрунтообробного робочого органу

Дослідження руху ґрунту по поверхні робочого органу проводили за допомогою супроводжуючого тригранника (рис. 1.28), який утворюється трьома векторами: $\vec{t}$ – вектор дотичної до траєкторії; $\vec{n}$ – вектор головної нормалі; $\vec{b}$ – вектор бінормалі. У свою чергу з цими векторами зв'язані площини: дотична, спрямляюча та нормальна. Завдяки своєму утворенню супроводжуючий тригранник жорстко «зв'язаний» з траєкторією руху ґрунту, яка в загальному вигляді може бути задана векторно

$$m : r = r(t).$$

Напрямна крива має інваріанти, тобто величини, які не залежать від вибору системи координат. До таких інваріантів належать кривизна $k$ та скрут $\sigma$. Кривизна $k$ характеризує ступінь відхилення траєкторії $m$ від прямої лінії, а кривина – ступінь відхилення траєкторії $m$ від площини. При цьому дотична $\overline{t}$ вказує на зміну кривизни $k$, а бінормаль – зміну скруту $\sigma$.

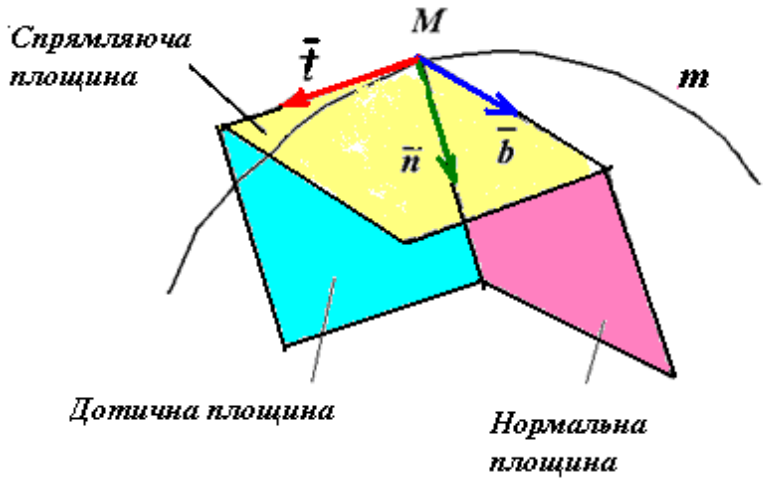



Рис. 1.28. Схема утворення супроводжуючого тригранника

За сталого руху плуга ґрунт рухається по поверхні ґрунтообробного робочого органу по сталим траєкторіям. Ці траєкторії мають просторовий характер тому повністю відображають рух ґрунту. Якщо під кривизною розуміти прискорення першого порядку, то скрут буде прискоренням другого порядку. Щоб від механічних величин – швидкості, прискорення перейти до геометричних інваріантів – кривизни та скруту, треба швидкість руху ґрунту по поверхні робочого органу вважати одиничним вектором $V^{OT} = \vec{1}$.

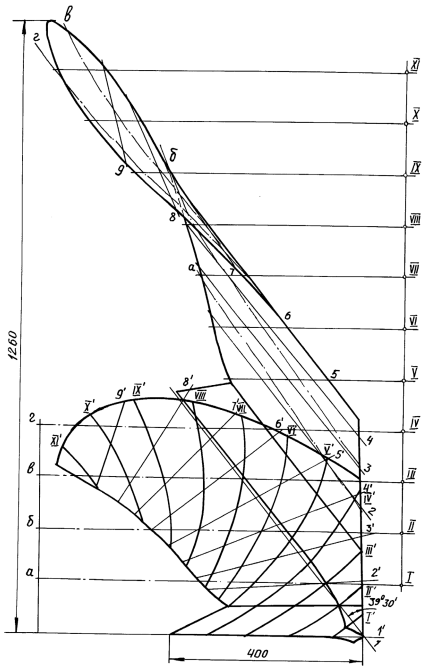
Розкладанням похідної радіуса-вектора траєкторії $m$ руху ґрунту по осях супроводжуючого тригранника отримаємо [105]:

$$\left.\begin{aligned} \vec{r}''' &= \vec{t}\left(\frac{da}{dt} + k^2\left(V^{OT}\right)^2\right) + \vec{n}\left(3k\left(V^{OT}\right)\frac{d\left(V^{OT}\right)}{dt} + \frac{dk}{ds}\left(V^{OT}\right)^3\right) + \vec{b}k\sigma\left(V^{OT}\right)^3, \\ \vec{r}'' &= \vec{t}a + \vec{n}k\left(V^{OT}\right)^2 + \vec{b}0, \\ \vec{r}' &= \vec{t}\left(V^{OT}\right) + \vec{n}0 + \vec{b}0. \end{aligned}\right\} \quad (1.56)$$

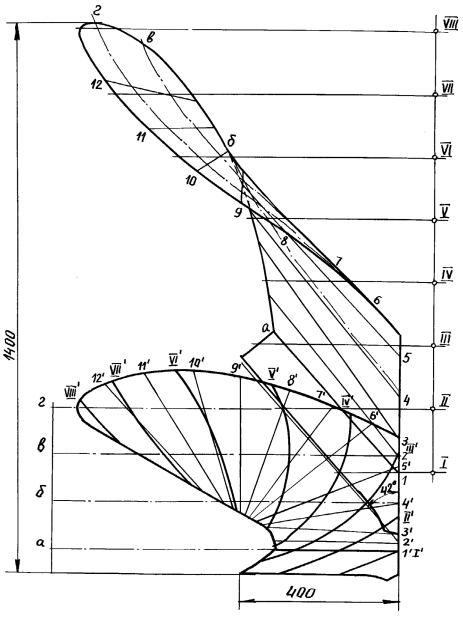
де $\vec{r}$ – радіус-вектор траєкторії; $\vec{t}$ – дотична до траєкторії; $\vec{n}$ – головна нормаль супроводжуючого тригранника; $\vec{b}$ – бінормаль супроводжуючого тригранника; $k$ – кривина; $\sigma$ – скрут; $a$ – прискорення; $t$ – час; $s$ – довжина дуги траєкторії.

Отримані формули (1.56) покладено в основу методики розрахунку механічних і динамічних величин руху ґрунту по поверхні ґрунтообробного органу.

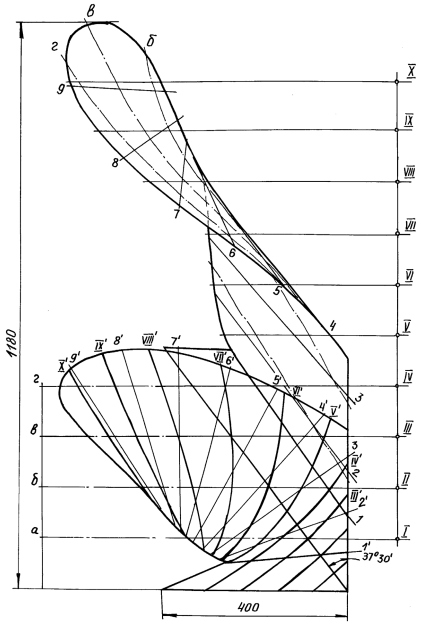
Дослідження проводили на гвинтових корпусах КВС-40А та ККВ.01.000-1, які мали торсову поверхню і корпусі ККВ.01.000, який мав нерозгортну поверхню (рис. 1.29).




*а*




*б*




*в*

Рис. 1.29. Поверхні гвинтових корпусів: *а* – КВС-40А з торсовою поверхнею; *б* – ККВ.01.000-1 з торсовою поверхнею по типу «Квернеланд»; *в* – ККВ.01.000 з нерозгортною поверхнею по типу «Оверумс Брук»

Спочатку будь-яким доступним способом визначаємо траєкторії руху ґрунту по поверхні робочого органу. Це, наприклад, можна

зробити по рисках, які залишає рухомий ґрунт. Сполучаючи риски безперервною, плавною кривою, отримуємо траєкторію руху ґрунту. З усіх траєкторій необхідно вибрати одну, що починатиметься на середині леза лемеша. Отримана траєкторія буде траєкторією руху горизонтальної проекції центра тяжіння перерізу скиби (рис. 1.30).

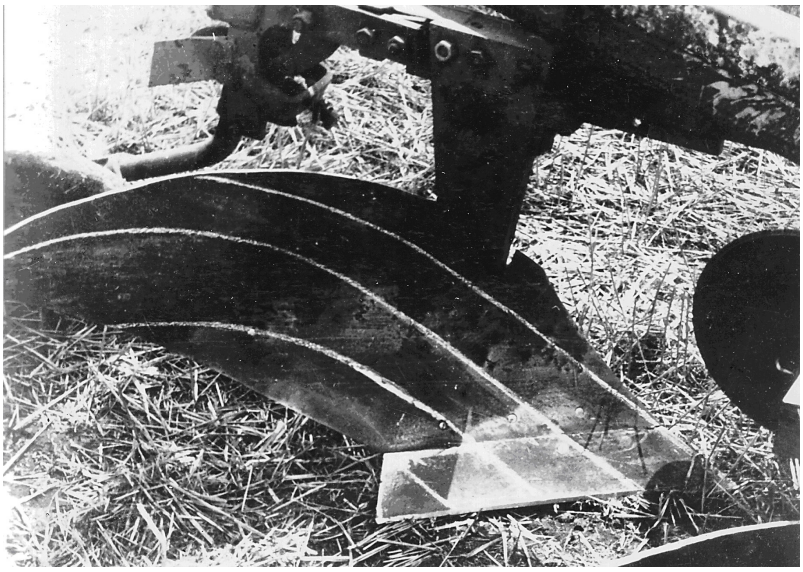


Рис. 1.30. Траєкторії, зняті на поверхні гвинтового корпусу КВС-40А

Обравши як параметр координату $x$, апроксимуємо на площинах $Oxy$ та $Oxz$ проекції траєкторій кубічними сплайнами.

Визначаємо крок обчислення кривизни і скруту по осі $Ox$: $\Delta x$.

На траєкторії визначаємо три рухомі точки 1, 2, 3 з координатами:

- точка $1\left[x_i, Y\left(x_i\right), Z\left(x_i\right)\right]$;
- точка $2\left[x_{i+\frac{\Delta xj}{2}}, Y\left(x_{i+\frac{\Delta xj}{2}}\right), Z\left(x_{i+\frac{\Delta xj}{2}}\right)\right]$;
- точка $3\left[x_{i+\Delta xj}, Y\left(x_{i+\Delta xj}\right), Z\left(x_{i+\Delta xj}\right)\right]$.

Обчислюємо похідні в точках 1 і 2:

$$y'_{1i} = \frac{y_{i+1} - y_i}{\Delta x_j}; \quad z'_{1i} = \frac{z_{i+1} - z_i}{\Delta x_j}; \quad y'_{2i} = \frac{y_{i+1} - y_i}{\frac{\Delta x_j}{2}}; \quad z'_{2i} = \frac{z_{i+1} - z_i}{\frac{\Delta x_j}{2}}.$$

Обчислюємо кути нахилу дотичних $\alpha$, бінормалей $\beta$ і головних нормалей $v$:

- на горизонтальній проекції траєкторії (площина $Oxy$):

$$\left.\begin{aligned}
&\operatorname{tg}\alpha_{xy} = y';\\
&\operatorname{tg}\beta_{xy} = \frac{z'_2 - z'_1}{y'_2 z'_1 - z'_1 y'_2};\\
&\operatorname{tg}\nu_{xy} = \frac{\left(y'_1 z'_2 - y'_2 z'_1\right) z'_1 - y'_2 + y'_1}{\left(z'_2 - z'_1\right) z'_1 - \left(y'_2 - y'_1\right) y'_1};
\end{aligned}\right\};$$

- на поздовжньо-вертикальній проекції траєкторії (площина *Oxz*):

$$\left.\begin{aligned}
&\operatorname{tg}\alpha_{xz} = z';\\
&\operatorname{tg}\beta_{xz} = \frac{y'_2 - y'_1}{y'_1 z'_2 - z'_1 y'_2};\\
&\operatorname{tg}\nu_{xz} = \frac{\left(y'_1 z'_2 - y'_2 z'_1\right) y'_1 - z'_2 - z'_1}{\left(z'_2 - z'_1\right) z'_1 - \left(y'_2 - y'_1\right) y'_1};
\end{aligned}\right\}.$$

Вважаючи, що для малих кутів тангенс дорівнює самому куту, обчислюємо елементарні кути повороту проекцій дотичної, бінормалі і головної нормалі:

$$\left.\begin{aligned}
&\Delta\alpha_{xz_i} = \alpha_{xz_{i+1}} - \alpha_{xz_i}; \quad \Delta\alpha_{xy_i} = \alpha_{xy_{i+1}} - \alpha_{xy_i};\\
&\Delta\beta_{xz_i} = \beta_{xz_{i+1}} - \beta_{xz_i}; \quad \Delta\beta_{xy_i} = \beta_{xy_{i+1}} - \beta_{xy_i};\\
&\Delta\nu_{xz_i} = \nu_{xz_{i+1}} - \nu_{xz_i}; \quad \Delta\nu_{xy_i} = \nu_{xy_{i+1}} - \nu_{xy_i}.
\end{aligned}\right\}$$

За формулами косинусів сферичної тригонометрії, визначаємо дуги сферичних індикатрис:

- дотичних: $\cap Ict_i = \arccos\left(\cos\Delta\alpha_{xz_i}\cos\Delta\alpha_{xy_i}\right)$;
- бінормалей: $\cap Icb_i = \arccos\left(\cos\Delta\beta_{xz_i}\cos\Delta\beta_{xy_i}\right)$;
- головних нормалей: $\cap Icn_i = \arccos\left(\cos\Delta\nu_{xz_i}\cos\Delta\nu_{xy_i}\right)$.

Довжину дуги $\Delta s_i$ траєкторії обчислимо за формулою:

$$\Delta s_i = \sqrt{\left(\Delta x_i y'_i\right)^2 + \left(\Delta x_i z'_i\right)^2}\ .$$

По наведених формулах обчислюємо на ділянці траєкторії:

- кривизну

$$k_i = \frac{\cap Ict_i}{\Delta s_i};$$

- скрут

$$\sigma_i = \frac{\cap Icb_i}{\Delta s_i};$$

- повну кривизну

$$\eta_i^2 = k_i^2 + \sigma_i^2.$$

Інтегральну кривизну, скрут і повну кривизну обчислюємо по сумах:

- інтегральна кривизна

$$K = \sum_{j=1}^{P} \sum_{i=1}^{Nj} k_{j,i};$$

- інтегральний скрут

$$\Sigma = \sum_{j=1}^{P} \sum_{i=1}^{Nj} k_{j,i};$$

- повна інтегральна кривизна

$$I = \sum_{j=1}^{P} \sum_{i=1}^{Nj} \left( k_{j,i}^2 + \sigma_{j,i}^2 \right),$$

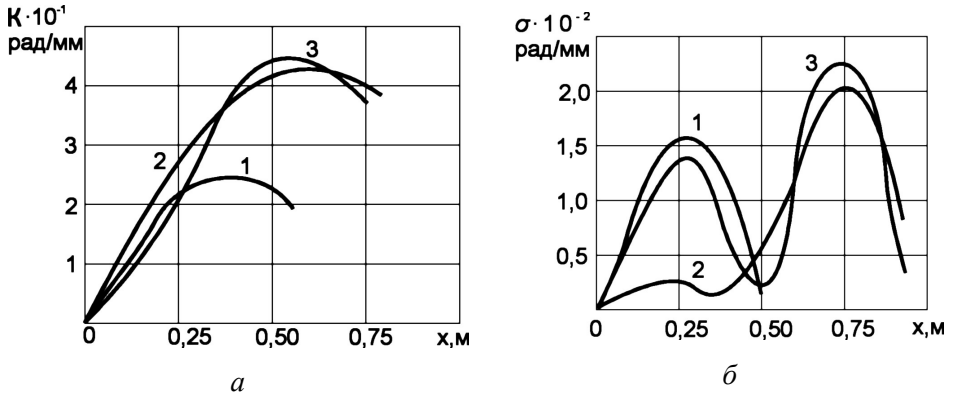
де $P$ – кількість опорних точок;

$N_j$ – кількість точок розрахунку на $j$-й траєкторії $i$-й ділянці траєкторії.

За наведеним алгоритмом обчислені динамічні характеристики для культурного і гвинтових корпусів плугів, які в графічному вигляді представлені на рис. 1.31 [98].

Як бачимо, залежності кривизни від довжини дуги траєкторії схожі між собою, тобто мають максимум (рис. 1.31,а). Максимум кривизни для траєкторії на культурному корпусі ПТК-21 дорівнює $k_{max}$ = 0,26 рад/мм і розташований на відстані $x_{max}$ = 0,37 м від початку

траєкторій. Для гвинтових корпусів максимуми кручення відповідно рівні: для гвинтового корпусу фірми «Оверумс Брук» $k_{max}$ = 0,42 рад/мм, а для гвинтового корпусу «Квернеланд» $k_{max}$ = 0,416 рад/мм; відстані по осі *Ox* дорівнюють: $x_{max}$ = 0,51 м – для гвинтового корпусу фірми «Оверумс Брук» і $x_{max}$ = 0,52 м – для гвинтового корпусу «Квернеланд». Порівняння залежностей $k(x)$ для гвинтових корпусів підтверджує, що для гвинтового корпусу «Квернеланд» траєкторія руху ґрунту більш полога оскільки поверхня цього корпусу близька до розгортної. Це добре видно з графіків, де в першій третині траєкторія для гвинтового корпусу «Квернеланд» має менші значення і меншу похідну.




*а* *б*

Рис. 1.31. Динамічні характеристики корпусів плугів, визначені по траєкторіях руху ґрунту: *а* – кривизна; *б* - скрут: 1 – культурний корпус ПТК-21; 2 – гвинтовий корпус фірми «Оверумс Брук»; 3 – гвинтовий корпус фірми «Квернеланд»

Залежність скруту від довжини траєкторії, представлена на рис. 1.31,б, має значно складніший характер.

Як видно з графіків залежностей скруту [101] від довжини траєкторії, $\sigma(x)$ для культурного корпусу ПТК-21 має один максимум, а у гвинтових «Оверумс Брук» і «Квернеланд» – два; при цьому залежність характеризується одним мінімумом. Для культурного корпусу ПТК-21 максимум скруту дорівнює $\sigma_{max}$ = 0,016 рад/мм, а його координата – $x_{max}$ = 0,36 м, що практично збігається з координатою максимуму кривини. Це підтверджує, що на культурному корпусі траєкторія руху ґрунту має найбільший перегин в просторі в області грудини полиці, а до крила вона розпрямляється. Значення кривизни та скруту тут складають: $k$ = 0,18 рад/мм та $\sigma$ = 0,0014 рад/мм. Перший максимум функції скруту дорівнює $\sigma_{max1}$ = 0,013 рад/мм для гвинтового корпуса «Оверумс Брук» і $\sigma_{max1}$ = 0,0025 рад/мм для гвинтового корпусу «Квернеланд», що

значно менше завдяки близькості поверхні корпусу до розгортної. Координати першого максимуму для зазначених гвинтових корпусів дорівнюють: $x_{max1} = 0{,}258$ м та $x_{max1} = 0{,}241$ м. Мінімуми функції скруту становлять: $\sigma_{min} = 0{,}0024$ рад/мм для корпусу «Оверумс Брук» та $\sigma_{min} = 0{,}0021$ рад/мм гвинтового корпусу «Квернеланд». Координати мінімумів дорівнюють: $x_{min} = 0{,}5$ м та $x_{min} = 0{,}37$ м. Другі максимуми близькі за значеннями: $\sigma_{max2} = 0{,}023$ рад/мм для корпусу «Оверумс Брук» і $\sigma_{max2} = 0{,}021$ рад/мм для гвинтового корпусу «Квернеланд». Координати других максимумів мало відрізняються одна від одної: $x_{max2} = 0{,}74$ м та $x_{max2} = 0{,}75$ м. По характеру залежності видно, що у гвинтових корпусів ґрунт під час руху різко змінює напрям на грудині полиці, а потім на крилі. Перший мінімум функції скруту в корпусі з розгортною поверхнею дуже малий і майже збігається за значенням з мінімумом. Це свідчить про те, що на розгортній поверхні скиба відчуває тільки деформацію простого вигину, при якому відсутні зусилля, які діють перпендикулярно руху ґрунту.

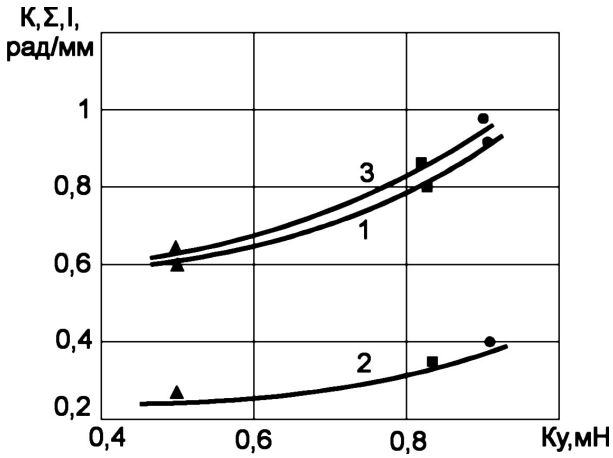



Рис.1.32. Інтегральні хара-ктеристики руху ґрунту у функції питомого тягового опору: 1 – скрут; 2 – кривизна; 3 – повна кривизна; ▲ – культурний корпус ПТК-21; ■ – гвинтовий корпус фірми «Квернеланд»; ● – гвинтовий корпус фірми «Оверумс Брук»

На рис. 1.32 представлені залежності інтегральної кривини і скруту у функції питомого тягового опору. Як видно з графіків, зі зростанням питомого тягового опору зростають значення інтегрального скруту і кривизни, проте швидкість росту інтегрального кручення вища. Так, різниця значень інтегрального скруту для корпусів ПТК-21 і «Оверумс Брук» становить $\Delta\Sigma = 1{,}02 - 0{,}61 = 0{,}41$ рад/мм, а та ж сама різниця для інтегральної кривизни дорівнює $\Delta K = 0{,}36 - 0{,}25 = 0{,}11$ рад/мм.

Кінематику скиби ґрунту на поверхні полиці визначали згідно зі схемою на рис. 1.33. Для цього обчислювали швидкість точки *A*, яка лежить на векторі дотичної $\bar{t}$.

Для точки *A* величина *AM* є радіусом-вектором, тому приймемо за вектор швидкості похідну $\dot{\vec{t}}$ при $AM=\vec{t}$. При цьому точка *A* рухається по колу радіуса $R_a$:

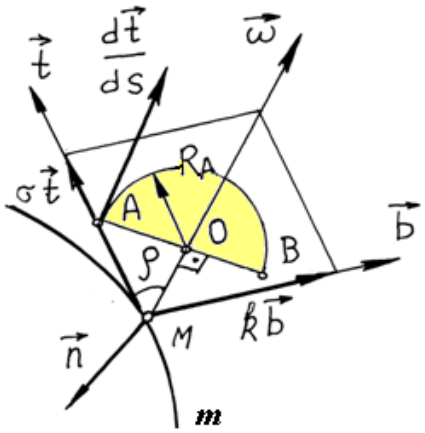



Рис. 1.33. Схема визначення миттєвої осі обертання супроводжуючого тригранника

$$R_a = \sin\left(\bar{\omega}, \bar{t}\right) = \sin\rho .$$

Оскільки кутова швидкість обертання є $|\bar{\omega}|$, то лінійна швидкість $V_a$ точки *A* при $AM = \vec{t}$ дорівнює

$$V_a = \frac{d\bar{t}}{ds} = \left|\bar{\omega}\right|\sin\rho ,$$

а її вектор буде перпендикулярний площині, утвореній векторами $\vec{t}$ і $\vec{b}$.

Обчислимо модуль миттєвої кутової швидкості обертання супроводжуючого тригранника, яка відповідатиме кутовій швидкості обертання поперечного перерізу скиби ґрунту,

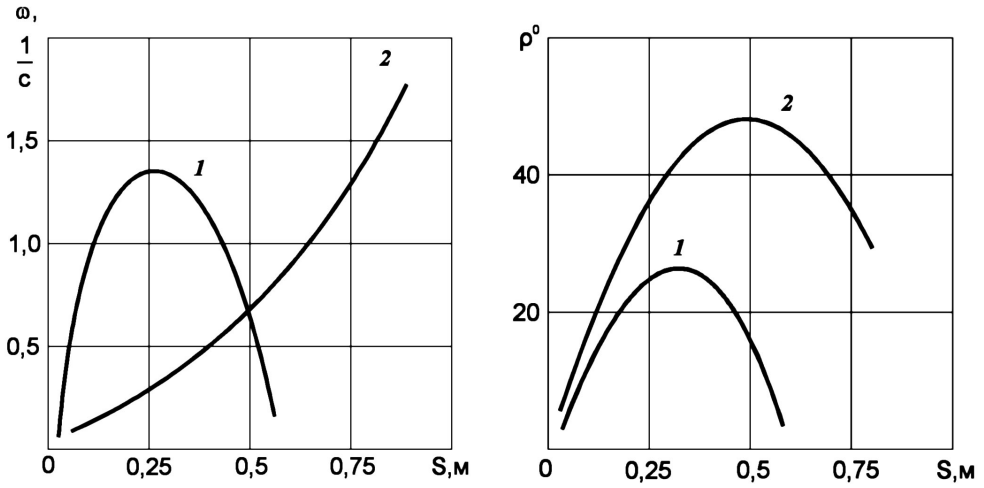
$$\omega_i = \sqrt{\sigma_i^{\,2} + k_i^{\,2}}.$$

У цьому випадку кут між вектором кутової швидкості і дотичною в кожній точці *M* траєкторії *m* буде дорівнювати:

$$\rho = \arccos\left(\frac{\sigma_i}{\sqrt{\sigma_i^{\,2} + k_i^{\,2}}}\right), \text{ або } \rho = \arcsin\left(\frac{k_i}{\sqrt{\sigma_i^{\,2} + k_i^{\,2}}}\right).$$

На рис. 1.34 представлені кінематичні характеристики траєкторії руху ґрунту, до яких належать кутова швидкість обертання $\omega$, перерізи скиби і кут $\rho$ між вектором кутової швидкості і дотичною. Як видно,

кутова швидкість для культурного корпусу має максимум на грудині, тоді як для гвинтового ця швидкість плавно зростає. Це пояснюється тим, що культурні корпуси відкидають ґрунт уперед і вбік, а гвинтові – обертають. При відкиданні ґрунту вбік відбувається різка зміна кривизни траєкторії, яка, що видно на графіку, для полиці культурного корпусу припадає на його грудину. Характер зміни кута нахилу осі обертання, практично не змінюється. Тому максимум кутової швидкості обертання перерізу скиби збігається з максимумом скруту на грудині полиці.




*а* *б*

Рис. 1.34. Кінематичні характеристики руху ґрунту по поверхнях робочих органів: *а* – залежності кутової швидкості руху скиби ґрунту у функції довжини дуги траєкторії: *б* – кут між вектором кутової швидкості та дотичною до траєкторії; 1 – культурний корпус ПТК-21; 2 – гвинтовий корпус фірми «Оверумс Брук»

Кінематичні характеристики руху ґрунту по поверхні полиці корпусу плуга дають уяву, де скиба ґрунту найбільш тисне на полицю. Як видно на рис. 1.35, найбільший тиск припадає на грудину полиці, де вона підлягає максимальному зносу.

Побудова супроводжуючого тригранника методами нарисної геометрії дає візуалізацію взаємодії скиби ґрунту і поверхні полиці. На рис. 1.36 наведено побудову супроводжуючого тригранника вздовж траєкторії на корпусі ПТК-21.

Як і при дослідженні кінематичних характеристик, положення супроводжуючого тригранника візуально дає уяву, де знос полиці максимальний, (рис. 1.36).

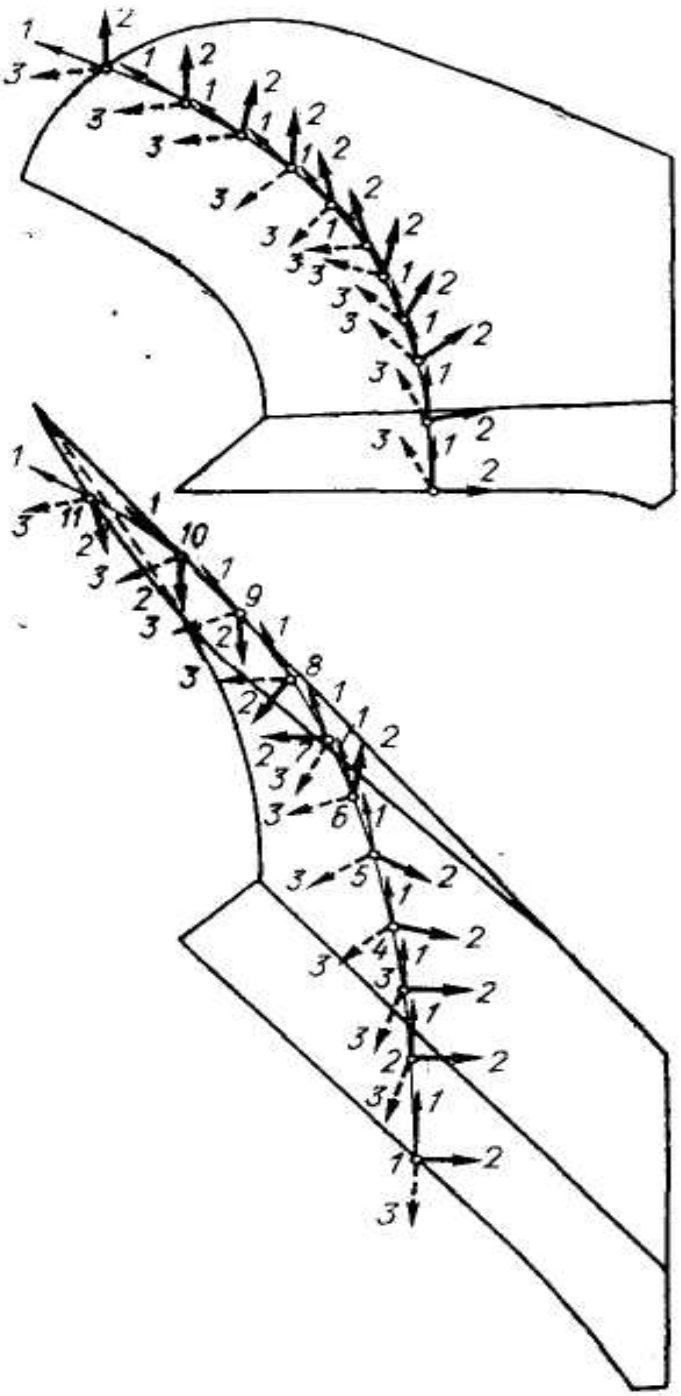


Рис. 1.35. Послідовне положення супроводжуючого тригранника на полиці плужного корпусу ПТК-21: 1 – дотична; 2 – бінормаль; 3 – головна нормаль

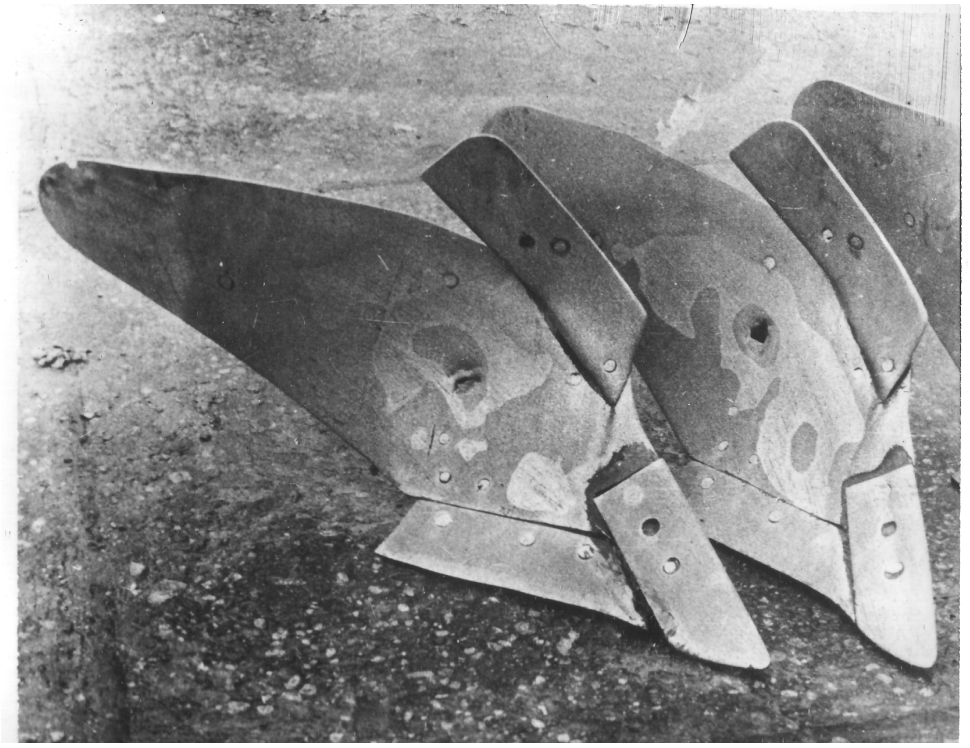


Рис. 1.36. Найбільший знос на грудині полиці плужного корпусу ПТК-21

Застосування методів диференціальної геометрії, зокрема теорії супроводжуючого тригранника, дає змогу повною мірою оцінити взаємодію скиби ґрунту з поверхнею ґрунтообробного органу і визначити місця, найбільш уразливі для зносу.

Застосування теорії супроводжуючого тригранника дає невичерпні можливості при проектуванні нових, енергозберігаючих поверхонь ґрунтообробних робочих органів. Але цей підхід потребує застосування чисельних математичних методів [117] для розробки відповідних систем проектування.

# 2. ГЛИБОКОРОЗПУШУВАЧІ

## 2.1. Загальні принципи чизельного обробітку ґрунту. Класифікація робочих органів

Глибокий обробіток ґрунту виконує три основні задачі:

- руйнує плужну підошву;
- кришить і розпушує орний шар, зменшуючи його ущільнення;
- забезпечує вологорегулюючий режим у ґрунті.

За визначенням чизельний обробіток – це глибокий обробіток без оберту шару, з недорізом за шириною захвату і утворенням на дні борозни непорушених гребенів. Принциповим є той момент, що гребені утворюються без безпосереднього контакту з робочими поверхнями знаряддя, тобто за рахунок розповсюдження ліній сколу. Взагалі весь принцип чизельного обробітку побудований на ряді закономірностей тріщиноутворення. Відомо, що в процесі переміщення долота в ґрунті розповсюджуються лінії сколу в поздовжньо-вертикальній (рис. 2.1,*а*) і поперечно-вертикальній площинах (рис. 2.1,*б*).

Профіль борозни формується в такий спосіб.

У процесі руху знаряддя на початковому етапі за рахунок зминання формується зона зминання 3 (рис. 2.1,*а*). У цій зоні відбувається накопичення енергії, яка по досягненні певної межі вивільняється у виді тріщини 4 під кутом $90° + \varphi_2$, де $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту. Первинний напрямок розповсюдження тріщини є пріоритетним і в процесі розвитку не змінюється. Але по проходженні тріщиною половини шляху до денної поверхні 2 відстань скорочується удвічі, а енергія залишається незмінною. Надлишок енергії йде на розгалуження ліній сколу 5 і 6. Так відбувається кришення відділеної від загального масиву призми ґрунту.

Лінії сколу в поперечно-вертикальній площині (рис. 2.1,б) розповсюджуються під кутом $\varphi_2$ до вертикалі, де $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя консолідованого ґрунту. Але процес розпочинається тільки з критичної глибини різання. Тому на глибині, більшій ніж $a_{KP}$, за рахунок тертя бокової поверхні долота з'являються затерті ущільнені поверхні, які утворюють ущільнене ложе 5. За наявності двох робочих органів,

встановлених на відстані $b_K$, де $b_K$ – конструктивна ширина захвату, лінії сколу утворюють на дні борозни нерозпушений гребінь, поверхні якого утворені без безпосереднього контакту з робочим органом, і зону повністю розпушеного ґрунту 3. Тобто утворюється система, яка забезпечує вологорегулювання. Процес відбувається таким чином. У разі випадання дощу краплі вологи вільно проходять розпушену зону 3 і стікають по поверхні гребеня в ущільнене ложе 5, де накопичуються до повного заповнення об'єму. Якщо спостерігається переповнення, волога досягає поверхні 9 гребеня і системою не порушених капілярів видаляється в нижні горизонти. У посушливий період волога з нижніх горизонтів піднімається до поверхні гребеня і стікає по ній в ущільнене ложе. Піднятися вище волога не може, бо далі іде повністю розпушений шар ґрунту з відсутніми капілярами. У цьому полягає принцип вологорегулювання і принцип чизельного обробітку в цілому.

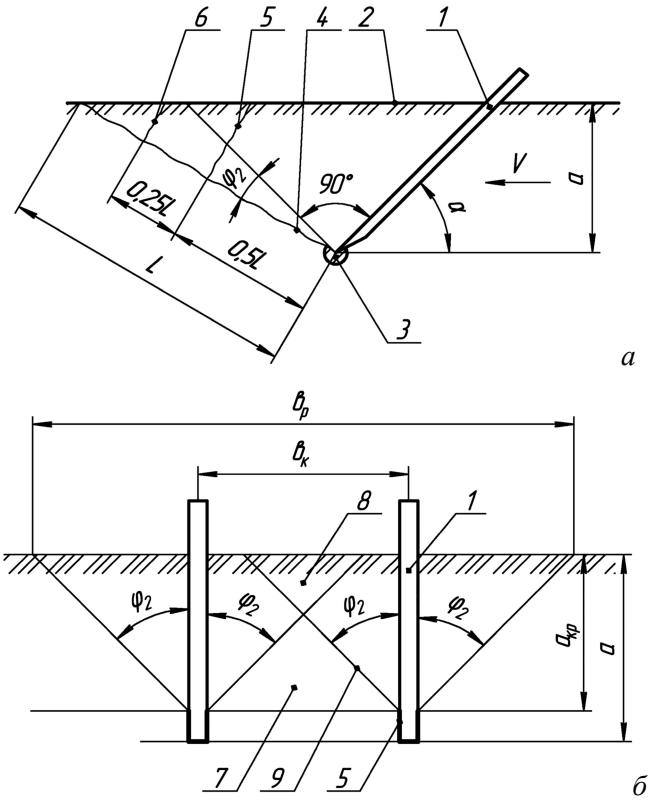



Рис. 2.1. Схема розповсюдження ліній сколу від долота: 1 – долото; 2 – рівень денної поверхні; 3 – зона зминання; 4 – пріоритетний напрям розповсюдження лінії сколу в поздовжньо-вертикальній площині; 5, 6 – розгалуження лінії сколу; 7 – непорушений гребінь на дні борозни; 8 – повністю розпушений шар ґрунту; 9 – поверхня, утворена без контакту з робочим органом

Відомі певні види глибокорозпушувачів чизельного типу:

1) одностоякові, виконані за класичною схемою: стояк із закріпленим у носовій частині долотом;

2) одностоякові комбіновані, тобто на стояку закріплені допоміжні робочі органи для покращення виконання окремих показників технологічного процесу;

3) одностоякові на зразок Paraplow, в яких стояк має спеціально відпрацьовану форму;

4) двостоякові, або такі, що виконують об'ємне розпушення ґрунту;

5) ярусні;

6) глибокорозпушувачі вібраційної дії для роботи в надважких умовах.

Відзначимо, що знаряддя чизельного типу використовують також для підкопування коренеплодів і цибулевих культур, при будівництві автошляхів та ін.

Отже, конструкції основних видів глибокорозпушувачів формуються за єдиною схемою, що дозволяє уніфікувати основні розрахунки і експериментальні дослідження.

## 2.2. Одностоякові глибокорозпушувачі. Огляд конструкцій

Серед технічних засобів для глибокого розпушування на ринку України широко представлені глибокорозпушувачі компаній John Deere, Wil-Rich. (США), Hatzenbichler, Gregoire Besson (Франція), Gaspardo. Глибокорозпушувачі вітчизняних виробників мало чим відрізняються від відомих закордонних зразків. Їх виготовляють на основі чизельних та плоскорізних робочих органів з установкою допоміжних – дискових, ротаційних та комбінованих робочих органів.

### *2.2.1. Глибокорозпушувачі класичної схеми*

Класична схема передбачає несучий стояк з долотом різного конструктивного виконання. Доволі велика кількість різновидів конструктивного виконання долота пояснюється тим, що виробник випускає продукцію, зорієнтовану на певний ринок, тобто під конкретні ґрунтові умови. Наприклад, глибокорозпушувач Diamant (рис. 2.2) має долото, що складається з двох робочих поверхонь: лобової різальної з великим

кутом атаки і потилочної розпушуючої з кутом меншим. Така конструкція розпушувача виправдана при використанні знаряддя на важких ущільнених ґрунтах.

Фірма Hatzenbichler (Австрія) вважає невиправданим застосування долота складної форми. У звичайних ґрунтових умовах достатньо найпростішого розпушувача із заточеним лезом і плоскою робочою поверхнею (рис. 2.3).




Рис. 2.2. Глибокорозпушувач Diamant



Рис. 2.3. Глибокорозпушувач фірми Hatzenbichler (Австрія)



Рис. 2.4. Глибокорозпушувач Agrix DE-2

Конструктивне рішення глибокорозпушувача Agrix DE-2 (рис. 2.4) характеризує лопатоподібне долото. Така конструкція імітує підкопування лопатою, але в умовах блокованого різання важких ґрунтів має великий, порівняно з розглянутими робочими органами, тяговий опір.

### *2.2.2. Комбіновані одностоякові глибокорозпушувачі*

Суттєвий недолік усіх одностоякових розпушувачів класичної схеми – це недостатня якість кришення і розпушення. Тому до конструкції часто вносять додаткові розпушуючі елементи. Найчастіше серед них два крила конструктивного виконання лопатовидне і у вигляді стрілчастої лапи.



Рис. 2.5. Глибокорозпушувач GT- 1500

У першому випадку (рис. 2.5) лопата йде у частково розпушеному ґрунті і тому має менший тяговий опір, ніж розглянута вище (рис. 2.4). У другому випадку (рис. 2.6) практично об′єднані долотоподібний глибокорозпушувач і плоскоріз-глибокорозпушувач.

Конструкція Гульден ТОВ «Лозівські машини» практично ідентична глибокорозпушувачу Bomet, але має долото більш досконалої конструкції: поверхня в перетині являє собою циліндроїд, що само по собі покращує кришення.




Рис. 2.6. Глибокорозпушувач Bomet (Польща)



Рис. 2.7. Глибокорозпушувач Гульден ТОВ «Лозівські машини»

Систематизуючи відомі удосконалення стояків глибокорозпушувачів, до єдиної узагальненої схеми – (рис. 2.8):

- долото збільшили за довжиною для підвищення тривалості кришення;
- на стояку з'явилися два конструктивних елементи – зуб 3, який кришить крупні глиби, і крило 4, яке розпушує поверхневий шар, що важливо саме для технології мінімального обробітку.

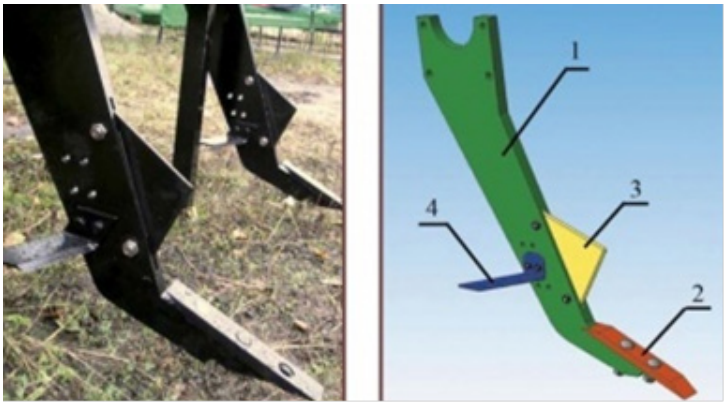



Рис. 2.8. Типові конструктивні рішення, що виробники вносять до класичного стояка глибокорозпушувача чизельного типу: 1 – стояк; 2 – долото; 3 – зуб для подрібнення великих грудок, 4 – крило




Рис. 2.9. Загальний вид глибокорозпушувача серії «Фаворит» заводу «Оптикон»

Технологічний процес виглядає так: долото підрізає і відділяє від загального масиву призму ґрунту, ніж кришить призму, крила розпушують шар ґрунту.

Ряд підприємств випускають машини за наведеною схемою; наприклад, глибокорозпушувач серії «Фаворит», виробництва заводу «Оптикон» (рис. 2.9).




Рис. 2.10. Глибокорозпушувач Matris Hercul

### *2.2.3. Глибокорозпушувачі, виконані по схемі Paraplow*

Чизель-глибокорозпушувач Paraplow має два конструктивні виконання, які відрізняє конструкція стояка: циліндроїдальної форми (рис. 2.11) і прямолінійної, але з кутами постановки до вертикалі і напрямку руху (рис. 2.12). Обидва конструктивні рішення спрямовані на підвищення якості кришення і розпушення сколотої долотом призми ґрунту. Як першу, так і другу поверхні можна розглядати як такі, що утворені переміщенням у просторі прямолінійної твірної. Тобто за аналогією з поверхнею полицевого плуга кожна елементарна ділянка поверхні має кути кришення, зсуву і обертання. Це дозволяє для аналізу взаємодії робочого органу з ґрунтом використовувати математичні моделі, розроблені для поверхні полицевого плуга.



Рис. 2.11. Робочий орган Paraplow класичної схеми



Рис. 2.12. Глибокорозпушувач Howard Paraplow з прямолінійним стояком, встановленим під кутами до вертикалі і напрямку руху

## 2.3. Двостоякові глибокорозпушувачі об'ємної дії

### *2.3.1. Загальні принципи формування конструкції*

Двостоякові розпушувачі чизельного типу використовують відносно рідко (рис.2.13). Вони добре кришать і розпушують ґрунт, формують на дні борозни раціональної форми гребені з точки зору запобігання ерозії. Але такі розпушувачі досить чутливі до вологості ґрунту і наявності на поверхні рослинних решток.

Конструктивно робочий орган побудований у такий спосіб – рис. 2.14.

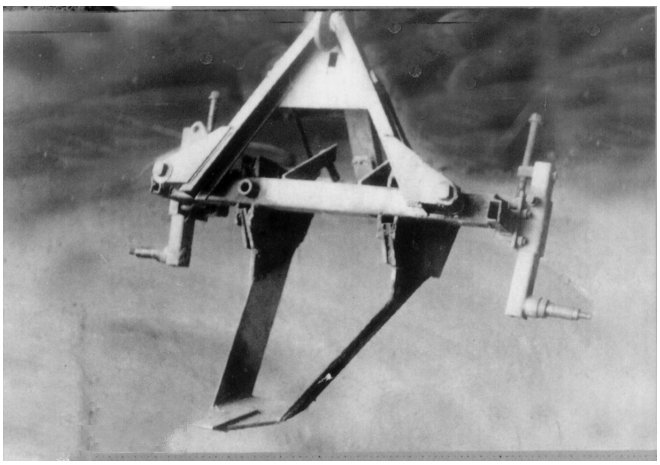


Рис. 2.13. Загальний вид двостоякового чизеля глибокорозпушувача

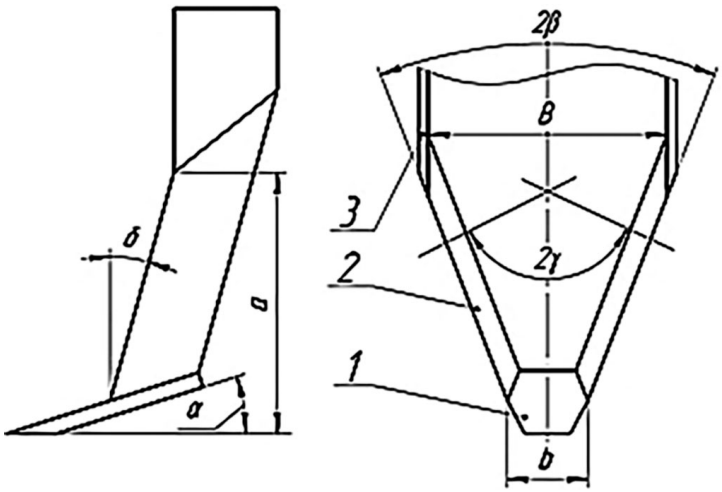



Рис. 2.14. Конструктивна схема двостоякового V-подібного глибокорозпушувача

Долото 1 розміщено під кутом атаки $\alpha = 15 - 20°$. До долота прикріплені стояки 2, які встановлені під кутами розвалу $2\gamma = 120°$ і сходження $\delta = 10°$. Уся конструкція кріпиться до несучих стояків 3.

Робочий орган – долото 1 підрізає шар ґрунту і відділяє від нього призму. В процесі руху відділена призма ґрунту потрапляє в міжстояковий простір, де відбувається кришення за рахунок стискання стояками. Далі шар відчуває перегин, що додатково сприяє його розпушенню, і вкладається на дно борозни. Знаряддя використовує принцип об'ємного розпушення, тобто призма ґрунту стискається, а потім розпушується за рахунок вивільнення накопленої енергії. У процесі інтенсивного розпушення відбувається розшарування ґрунту – дрібні частки просипаються в нижні шари, більш крупні – переміщуються до денної поверхні. Таке явище корисне з точки зору запобігання вітрової та водної ерозії і робить робочий орган перспективним на підкопуванні коренеплодів і цибулевих культур.

### *2.3.2. Аналіз конструкцій*

На рис. 2.15 приведений запропонований кафедрою тракторів і сільськогосподарських машин ДДАЕУ варіант використання конструкції на підкопуванні цибулевих культур. Копач складається з V-подібного корпусу 1, який з метою інтенсифікації розшарування приводиться в коливальний рух ексцентриковим механізмом 2. Щоб компенсувати радіальні переміщення, корпус має гумовий демпфер 3, який виконує роль другої опори.

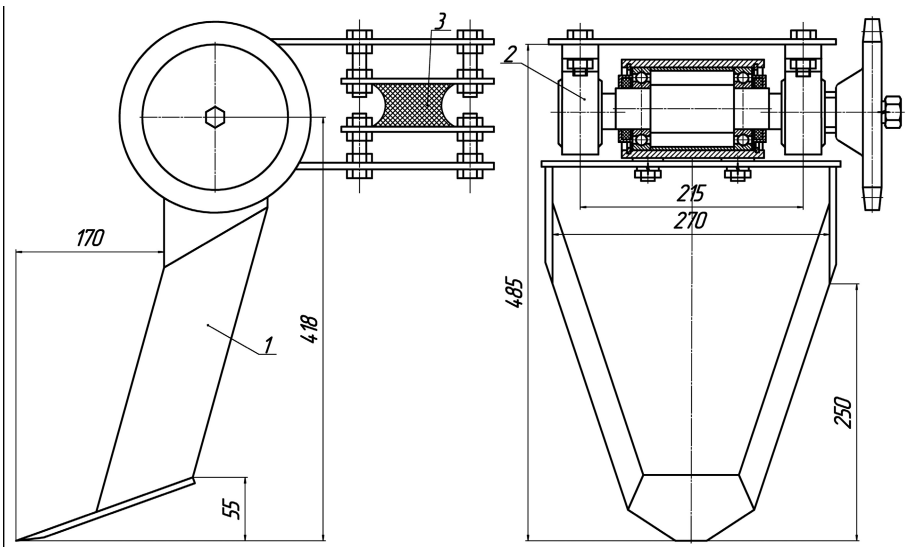



Рис. 2.15. Конструктивна схема копача цибулевих культур конструкції кафедри тракторів і сільськогосподарських машин ДДАЕУ [49]



Рис. 2.16 – V-подібний копач цибулевих культур розробки ДДАЕУ

Конструктивні параметри V-подібного робочого органу у варіанті копача цибулевих культур:

- ширина захвату на рівні денної поверхні, $B$ = 250 мм;
- ширина захвату на рівні нижнього обрізу, $b$ = 100 мм;
- кути:
  - атаки леміша, $\alpha = 15°$;
  - розвалу стояків, $\beta = 30°$;
- сходження стояків, $\gamma = 60°$;

• нахилу стояків до дна борозни, $\delta = 10°$.

Робочий момент дослідження копача на підкопуванні часнику представлено на рис. 2.16. У зв'язку з тим, що мотоблок не мав відбору гідропотужності, живлення гідромотору відбувалось від трактора, що рухався поруч.

Результати досліджень підтвердили працездатність конструкції і раціональність обраних конструктивних параметрів. Паралельно була підтверджена ефективність використання запропонованого знаряддя для розпушення ґрунту в умовах смугового землеробства [49].

Існує також U-подібна модифікація двостоякового розпушувача (рис. 2.17). Сутність введених змін полягає в тому, що бокові стояки виконані за схемою Paraplow.



Рис. 2.17 – U-подібна модифікація двостоякового глибокорозпушувача

## 2.4. Аналітичні дослідження одностоякового глибокорозпушувача

Сучасні методики аналітичного обґрунтування конструктивних параметрів ґрунтообробних машин засновані на застосуванні методів біоніки, а саме методу гідродинамічних аналогій.

Аналіз конструкцій глибокорозпушувачів виявив, що в умовах чорнозему добре себе зарекомендував глибокорозпушувач з лопатоподібним долотом. Біологічним аналогом такого долота може слугувати тіло риби-молота (рис. 2.18).

Елементами ідентифікації біологічного аналога і глибокорозпушувача передусім можуть бути лопатоподібна носова частина; спинний плавник є аналогом грудкоподрібнювача; парні грудні плавники – аналог лез-бритв.

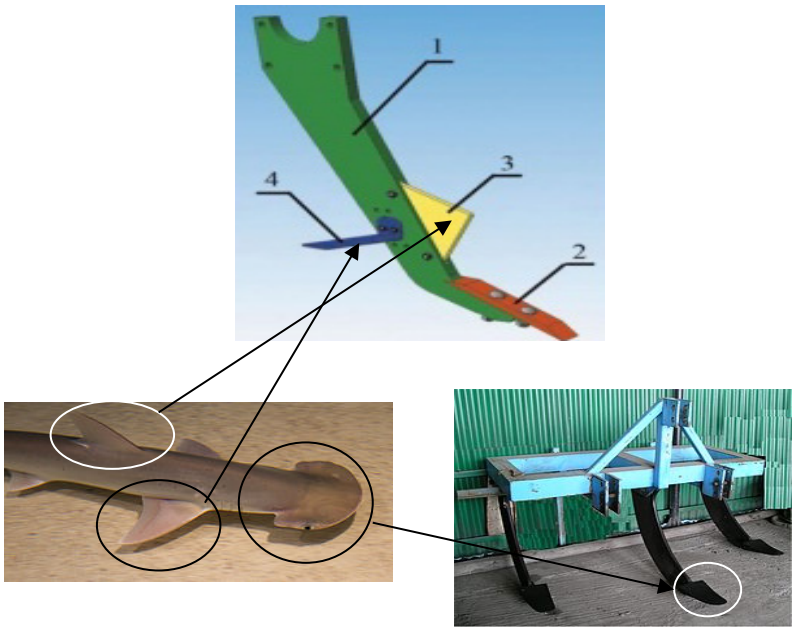



Рис. 2.18. Запозичені елементи біологічного аналогу: 1 – стояк; 2 – долото; 3 – грудкоподрібнювач; 4 – леза-бритви

### *2.4.1. Обґрунтування конструктивних параметрів долота*

За результатами аналізу тіла біологічного прототипу розроблена конструктивна схема долота чизеля – рис. 2.19.

У зв'язку з неможливістю отримання натурального зразка біологічного аналога, конструктивна схема побудована пропорційною до ряду проаналізованих фотографічних зображень. Далі приймаємо розмір базового розміру – це ширина захвату $B$ = 130 мм і будуємо розрахункову модель (рис. 2.20) для отримання вихідних даних для побудови регресійного рівняння поверхні робочого органу.

Раціоналізація конструктивних параметрів робочого органу на етапі проектування виконується за результатами аналітичних досліджень відповідно до математичної моделі взаємодії робочого органу зі середовищем, яке обробляється. Для розробки такої моделі необхідно мати рівняння його поверхні. У нашому випадку таке рівняння можна отримати тільки в результаті регресійного аналізу геометричної моделі.

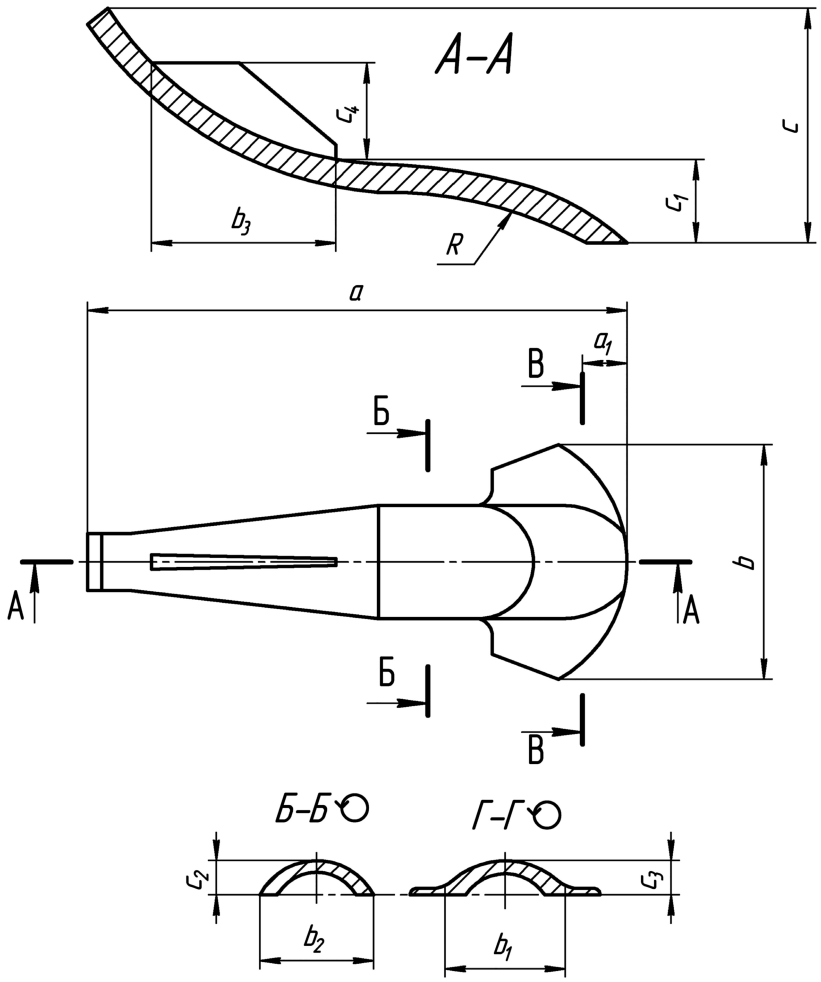



Рис. 2.19. Конструктивна схема долота глибокорозпушувача як геометрична модель біологічного аналога

Для отримання рівняння розсічемо профіль робочої поверхні вертикальними площинами і знайдемо координати слідів перетину (рис. 2.20). Отриманий чисельний масив (табл. 2.1) обробляємо у відповідності до методу найменших квадратів і отримуємо регресійне рівняння профілю поверхні.

У результаті розрахунку знайдено ряд рівнянь регресії. За всіма показниками кубічна регресія найбільш адекватно описує профіль

$$Y = -0,0058X^2 + 0,8591X - 0,9827 \qquad (2.1)$$

Коефіцієнт кореляції $K_K = 0,9995$.

Коефіцієнт детермінації $K_Д = 0,999$.

Систематична похибка $П = 4,97\,\%$.

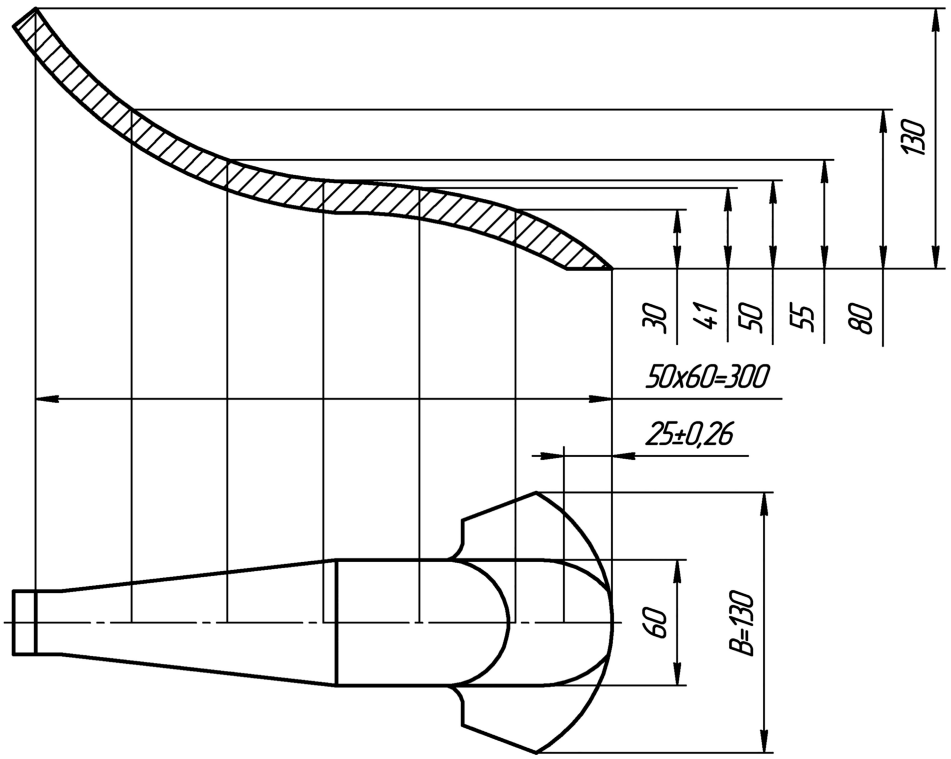



Рис. 2.20. Розрахункова схема до визначення рівняння регресії поперечного перетину

Таблиця 2.1. Чисельна модель профілю поверхні біологічного аналога

| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $X$, мм | Заміряне значення | 1,0 | 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| $Y$, мм | Заміряне значення | 1,0 | 30 | 41 | 50 | 55 | 80 | 130 |
| | Розрахункове значення | 0,77 | 30,17 | 42,34 | 47,42 | 56,36 | 80,15 | 129,8 |

У рівнянні (2.1) опущена складова $X^3$, оскільки коефіцієнт при змінній практично дорівнює нулю.

### *2.4.2. Математична модель взаємодії долота з ґрунтом*

Тяговий опір різального периметра умовно розбитий нами на декілька складових:

$P_{СК}$ – сила сколу призми ґрунту лобовою частиною;

$P_{Т}$ – сила тиску ґрунту на робочі поверхні;

$P_{ТР}$ – сили тертя ґрунту по робочим поверхням;

$P_Д$ – динамічна складова сили опору.

Визначимо аналітично доведені до робочого органу сили.

*Сила сколу призми ґрунту лобовою частиною.*

В основу аналітичних досліджень покладемо методику, запропоновану кафедрою сільськогосподарських машин ДДАЕУ [45, 74].

Скол призми ґрунту відбувається від різальної кромки долота. Інші елементи робочої поверхні, у тому числі й крила, в сколі участі не беруть.

Розрахункова схема представлена на рис. 2.21.

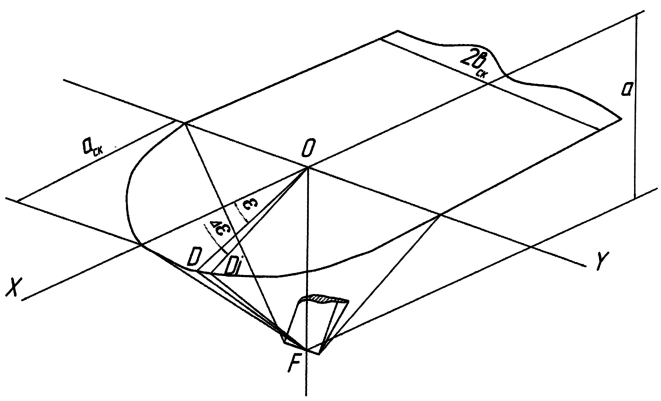



Рис. 2.21. Розрахункова схема до визначення сили сколу призми різальною кромкою долота

Відповідно до [49] сила сколу дорівнює:

$$P_{СК} = a^2 C_{ПИТ} \int_0^{0,5\pi} \sqrt{[\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)\cdot\cos\varepsilon\,]^2 + [\,\mathrm{tg}\,\varphi\cdot\sin\varepsilon]^2}\times$$
$$\times\sqrt{[\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)\cdot\cos\varepsilon\,]^2 + [\,\mathrm{tg}\,\varphi\cdot\sin\varepsilon]^2 + 1} \qquad (2.2)$$

де $a$ – глибина занурення в ґрунт;

$\alpha$ – кут нахилу дотичної до профілю долота в місці перетину з лезом;

$\varphi$ – кут внутрішнього тертя ґрунту;

$\varepsilon$ – змінна інтегрування.

Рівняння легко розв’язується методом чисельного інтегрування.

*Сила тиску ґрунту на робочі поверхні.*

Для розробленого знаряддя необхідно окремо розглядати поверхню долота і поверхні крил. Для обох складових за рекомендаціями [26,

74] може бути застосоване рівняння підпірної стінки Цитовича М.О. [107].

Для позитивного кута $\beta$ нахилу стінки тиск по нормалі до поверхні $E_a$ визначають за формулою:

$$E_a = \frac{\gamma \cdot H^2}{2} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45 - \frac{\varphi + \beta}{2}) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta, \qquad (2.3)$$

де $\gamma$ – питома вага ґрунту;

$H$ – глибина занурення стінки;

$\beta$ – кут нахилу стінки до вертикалі;

$\varphi$ – кут внутрішнього тертя.

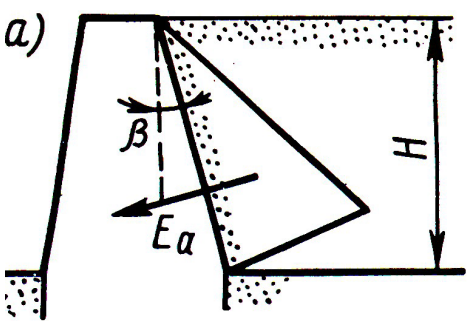



Рис. 2.22. Розрахункова схема до рівняння підпірної стінки Цитовича М.О. [107])

Розглянемо розрахункову схему (рис. 2.23).

Помістимо початок координат у носок долота. Регресійне рівняння поверхні отримаємо в координатах *XOY*.

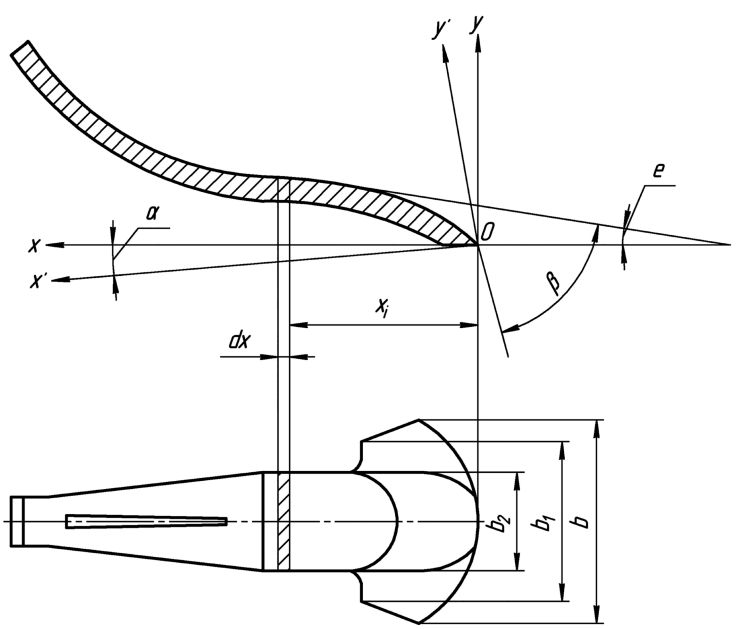



Рис. 2.23. Розрахункова схема до визначення тиску ґрунту на робочі поверхні знаряддя: $\alpha$ – кут атаки

Представимо поверхню долота як суму нескінченно малих ділянок *dx*. Такі ділянки можна вважати плоскими з кутами постановки до вертикалі і напряму руху. Визначимо діючу силу на довільно взяту ділянку на відстані $X_1$ від початку координат. У координатах *XOY* тангенс кута $\varepsilon$ нахилу ділянки до дна борозни буде дорівнювати першій похідній в точці $X_1$:

$$\operatorname{tg}\varepsilon = -0,0116X_1 + 0,8591 \tag{2.4}$$

Але робочий орган встановлений під кутом атаки $\alpha$ до дна борозни. Повернемо осі координат на кут $\alpha$ і отримаємо нову систему координат $X'OY'$, в якій вісь $X'$ збігається з напрямом руху долота.

Тоді кут постановки елементарної ділянки до дна борозни буде становити:

$$\varepsilon' = \alpha + \operatorname{arctg}(-0,016X_1 + 0,8591) \tag{2.5}$$

Кут нахилу ділянки до вертикалі в рухомій системі координат (рис. 2.23)

$$\beta = 0,5\pi - \varepsilon' \tag{2.6}$$

Нормальна складова сили тиску на елементарну ділянку поверхні долота:

$$dP_1 = \frac{\gamma \cdot H^2}{2} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45 - \frac{\varphi + \beta}{2}) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos\beta \cdot (2a) \cdot dX, \tag{2.7}$$

де (2*a*) – ширина крайка леза долота (*a* – розмір більшої напівосі еліпса форми тіла).

Проекція сили тиску на елементарну ділянку поверхні долота на напрям руху

$$dP_2 = \frac{\gamma \cdot H^2}{2} \cdot \left[ \operatorname{tg}(45 - \frac{\varphi + \beta}{2}) + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cdot \cos^2\beta \cdot (2a) \cdot dX,$$

Введемо позначення

$$A_{(X)} = \left[ \text{tg}(45 - \frac{\varphi + \beta}{2}) + \text{tg}\,\beta \right]^2 . \quad (2.8)$$

Тоді:

• загальна нормальна сила тиску на поверхню долота

$$P_{TH} = a\gamma H \int_0^L A_{(X)} \cdot \cos\beta \cdot dx ,$$

• проекція на напрямок руху сили тиску на поверхню долота

$$P_{TV} = a\gamma H \int_0^L A_{(X)} \cdot \cos^2 \beta \cdot dx , \quad (2.9)$$

де $L$ – довжина долота.

Крила розпушувача мають кут $\beta$, близький до 90°, сила тиску на робочі поверхні буде дорівнювати вазі стовпа ґрунту, що знаходиться над робочою поверхнею [109]:

$$P_{TK} = SH\gamma \quad (2.10)$$

де $S$ – площа поверхні крила.

За рекомендацією авторів скористуємося наведеним значенням площі:

$$S = L_K \frac{b_2 + 2a}{2} \quad (2.11)$$

де $L_K$ – конструктивна довжина крила

Нормальна складова сили тиску

$$P_{K1} = \frac{b_2 + 2a}{2} H\gamma .$$

Проекція сили тиску на напрям руху

$$P_{K2} = \frac{b_2 + 2a}{2} H\gamma \cos\alpha .$$

*Сили тертя по робочих поверхнях.*

• Долото

$$P_{TP} = P_{TH} \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \cos\alpha = a \cdot \gamma \cdot H \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \cos\alpha \int_0^L A_{(X)} \cdot \cos\beta \cdot dx; \qquad (2.12)$$

• Крила

$$P_{TP} = 2 \cdot L_K \cdot \frac{b_2 + 2a}{2} \cdot H \cdot \gamma \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \cos\alpha. \qquad (2.13)$$

Загальний тяговий опір знаряддя без динамічної складової

$$\begin{aligned} P = {} & a^2 \cdot C_{ПИТ} \cdot \int_0^{0,5\pi} \sqrt{[\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)\cdot\cos\varepsilon]^2 + [\operatorname{tg}\varphi\cdot\sin\varepsilon]^2} \times \\ & \times \sqrt{[\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)\cdot\cos\varepsilon]^2 + [\operatorname{tg}\varphi\cdot\sin\varepsilon]^2 + 1} + a\cdot\gamma\cdot H \times \\ & \times \int_0^L A_{(X)} \cdot \cos^2\beta \cdot dx + a\cdot\gamma\cdot H\cdot\operatorname{tg}\varphi\cdot\cos\alpha \times \\ & \times \int_0^L A_{(X)} \cdot \cos\beta \cdot dx + 2\cdot L_K \cdot \frac{b_2+2a}{2} \cdot H\cdot\gamma\cdot\operatorname{tg}\varphi\cdot\cos\alpha + \\ & + \frac{b_2+2a}{2}\cdot H\cdot\gamma\cdot\cos\alpha. \end{aligned} \qquad (2.14)$$

Формула (2.14) не враховує динамічної складової опору знаряддя Наводимо її варіант, адаптований до розробленої методики.

$$P_V = \frac{9{,}81\cdot b\cdot a\cdot\gamma}{g} \cdot \frac{\sin\varepsilon\cdot\cos\alpha}{\sin(\varepsilon+\alpha)} \cdot V^2. \qquad (2.15)$$

### *2.4.3. Обґрунтування конструктивних параметрів допоміжних різальних елементів*

Для покращення кришення на стояках глибокорозпушувачів часто розміщують додаткові розпушуючі елементи – крила. Існують варіанти як однорядного, так і дворядного встановлення (рис. 2.24). Експериментальними дослідженнями [53, 87] визначено раціональні параметри конструкції для дворівневого встановлення крил.

$$a_1 = (0{,}4 - 0{,}6)\cdot a; \quad a_2 = (0{,}7 - 0{,}8)\cdot a,$$

де $a$ – глибина обробітку ґрунту.

За розрахунковою схемою (рис. 2.24) мінімальна ширина крил становитиме:

• перший рівень $B_{H1} = S - 2\cdot(a_2 - a_1)\cdot\operatorname{tg}\varphi$;

• другий рівень $B_{H2} = S - 2 \cdot (a - a_2) \cdot \operatorname{tg} \varphi$;

$$l_1 = \frac{(a - a_1)}{\operatorname{tg} \psi_1}; \quad l_2 = \frac{(a - a_2)}{\operatorname{tg} \psi_2},$$

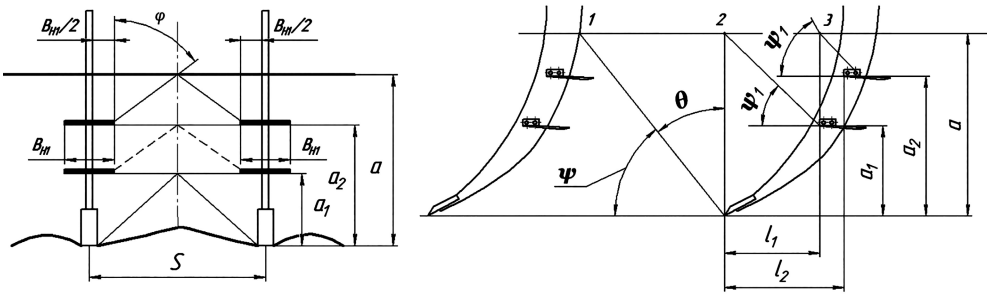



Рис. 2.24. Розрахункова схема встановлення розпушуючих крил

де $\psi_1$ – кут зсуву ґрунту крилами першого ярусу;

$\psi_2$ – кут зсуву ґрунту крилами другого ярусу;

$\theta = 45 + 0,5\varphi$ – кут сколу;

$\varphi$ – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Але, як свідчать результати аналізу сучасних конструкцій глибокорозпушувачів, крила з циліндроідальним профілем поверхні мають кращі показники розпушення сколотої долотом призми ґрунту. Для поверхні такого типу є характерним те, що вона, по-перше, утворена переміщенням у просторі прямої лінії, по-друге, ґрунтовий потік у будь-якій довільно взятій точці рухається по дотичній до поверхні.

В основі побудови циліндроїда лежить циліндр, діаметр якого, разом з шириною захвату робочого органу, визначають параметри конструкції [45, 110]. У нашому випадку необхідно мати раціональне співвідношення діаметра циліндра ($D$) і ширини захвату крила ($B_K$). Для визначення цього параметра звернемося до методів біоніки. Відомо, що серед морських тварин крила морського ската мають найбільш раціональну будову, що забезпечує тварині переваги як в активному, так і пасивному режимах пересування. На рис. 2.25 представлений загальний вид біологічного аналога з вписаним циліндроїдом. Аналіз можливих варіантів показує, що $0,35 \le \frac{D}{B_K} \le 0,45$. Приймаємо середнє значення 0,4 і для ширини захвату 160 мм будуємо розрахункову схему (рис. 2.26) у системі координат $XY$.

Базовий розмір відбиває на колі точки 0-0, через які точки проводимо дотичні до кола і відкладаємо на них ділянки однакової довжини. Кількість ділянок повинна бути однаковою. Кінцеві точки ділянок з'єднуємо прямими.

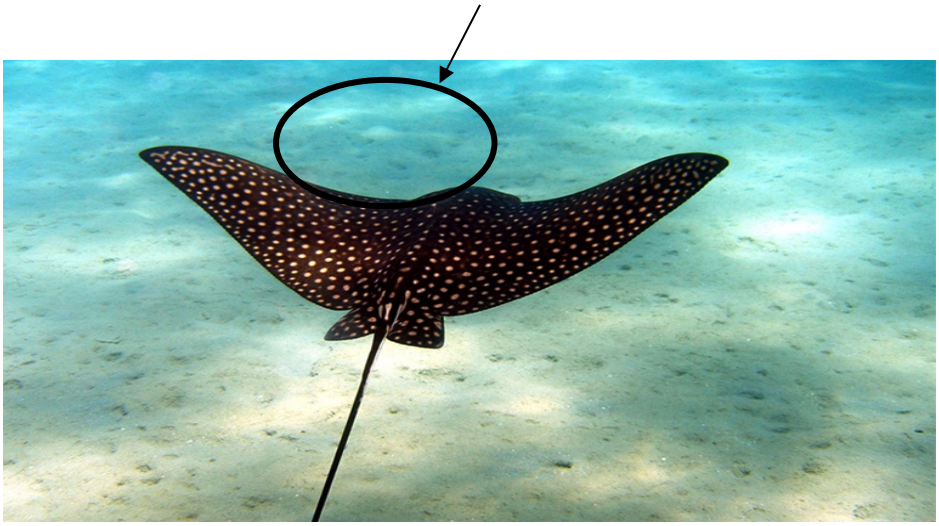


Рис. 2.25. Біологічний аналог крила з вписаним еліпсоїдом

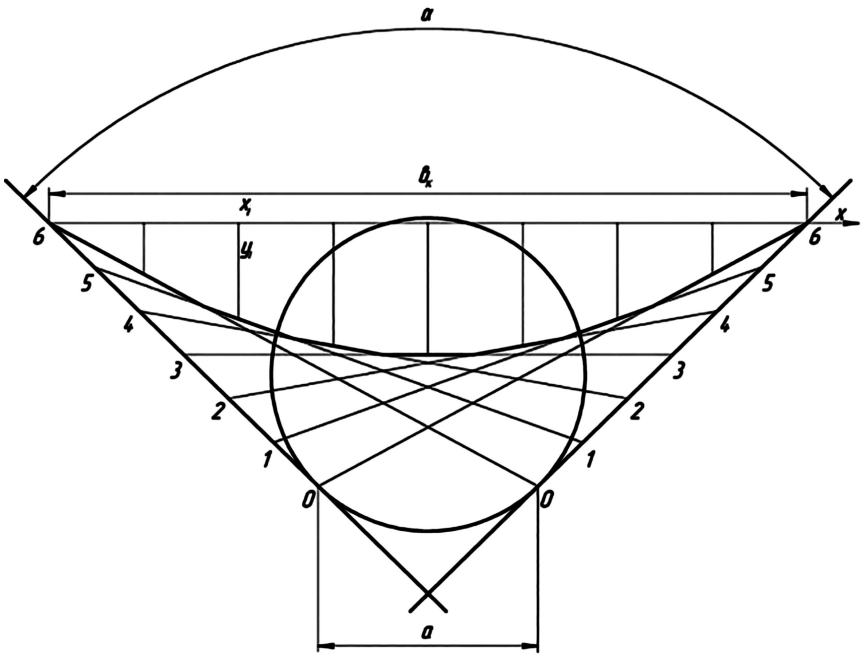



Рис. 2.26. Розрахункова схема до визначення профілю перетину крила

Відрізки між перетинами прямих утворюють фігуру, до якої проведені прямі будуть дотичними. Якщо отриману фігуру прийняти як перетин поверхні крила, то тіло, що знаходиться на поверхні, має

пріоритетний рух по дотичній до поверхні. Отже, умова раціональності руху виконується. Для утворення математичної моделі необхідно мати рівняння цієї кривої. Але спочатку необхідно отримати критеріальне рівняння, яке буде носити регресійний характер.

Проводимо осі координат, як показано на рис. 2.25. Для кожної з точок $X_I$ знаходимо критерій подібності, який дорівнюватиме

$$K_{П} = \frac{b_K}{y_I}$$

Отриманий чисельний масив представлено у вигляді табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Залежність критеріїв подібності від точок координат $X_I$

| $X_I$ | 12 | 24 | 48 | 62 | 86 | 110 | 134 | 158 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $K_П$ | 0,06 | 0,121 | 0,156 | 0,182 | 0,167 | 0,130 | 0,073 | 0,005 |

За проведеними розрахунками отримаємо ряд рівнянь регресії, що описують масив.

Найвищі значення коефіцієнтів кореляції 0,9839 і детермінації 0,9680 має квадратична залежність:

$$K_{П} = -0,0000x^2 + 0,0038x + 0,0332 \qquad (2.16)$$

Таким чином рівняння (2.16) було прийняте як критеріальне.

За результатами аналітичних досліджень була розроблена конструкція і виготовлені дослідні зразки крил, які пройшли випробування на серійному глибокорозпушувачі АРГ-1,7 ТМ «Восход». Підсумком досліджень було прийняте рішення по модернізації існуючого робочого органу відповідно до результатів виконаних робіт.

# 3. КУЛЬТИВАТОРНІ ЛАПИ, ОСНАЩЕНІ ЕЛЕМЕНТАМИ ЛОКАЛЬНОГО ЗМІЦНЕННЯ

## 3.1. Математична модель взаємодії лапи зі середовищем

### *3.1.1. Параметри потоку ґрунту*

У загальній сукупності факторів, що впливають на спрацювання металу, домінуючим є переміщення абразивних часток залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту і матеріалу, з якого виготовлений робочий орган. Знаючи закономірності переміщення абразивних частинок і параметри потоку ґрунту, можливо вивчити їх взаємний вплив і встановити шляхи оптимізації спрацювання.

Абразивні частки, що знаходяться в контакті одна з одною і поверхнею робочого органу, виконують складний рух переміщення кочення і обертання. Враховуючи малий розмір абразивних часток, переміщенням одна відносно іншої і обертанням можна знехтувати. Однак така характеристика потоку ґрунту, як відносна швидкість руху по поверхні робочого органу, є домінуючою.

Розглянемо культиваторну лапу як найбільш поширений ґрунтообробний робочий орган (рис. 3.1). Під час руху ґрунту по поверхні лапи на неї діють сили: $G$ – сила тяжіння скиби, Н; $D$ – динамічний тиск, Н; $T$ – сила тертя, Н.

Інтенсивність спрацювання лапи в абразивному середовищі від тиску і шляху тертя визначається співвідношенням [74].

$$\frac{\Delta Q}{\Delta S} = K_u \cdot D_N, \tag{3.1}$$

де $\Delta Q$ – спрацювання, кг;

$\Delta S$ – шлях, який пройшла частка ґрунту, м;

$K_u$ – емпіричний коефіцієнт, що залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту;

$D_N$ – нормальна складова динамічного тиску, Н.

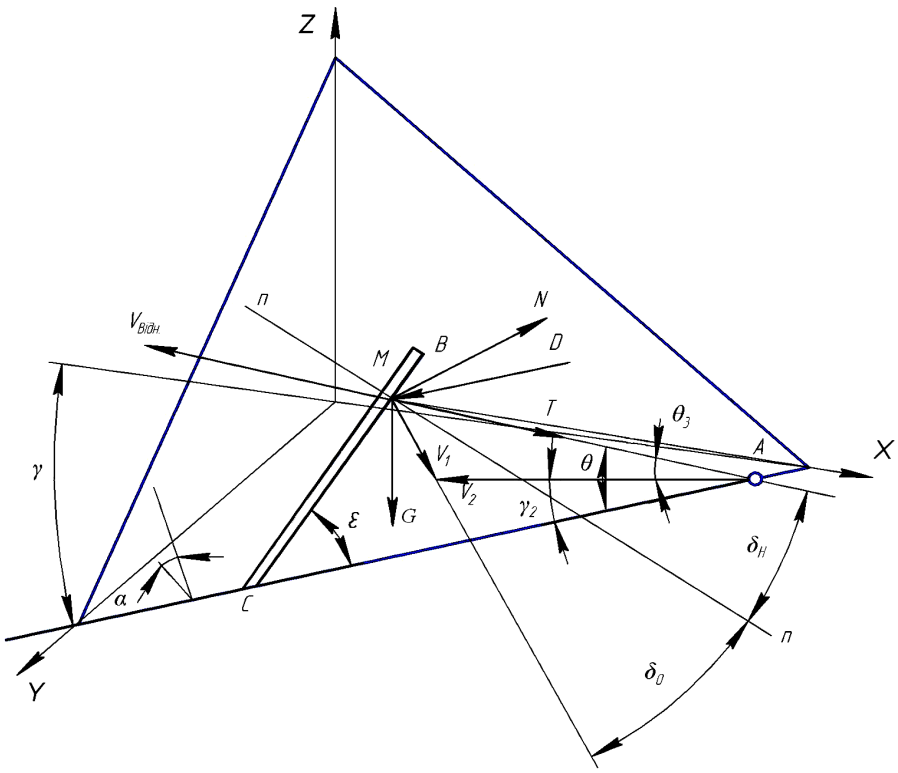



Рис. 3.1. Схема до визначення кінематичних параметрів потоку ґрунту

Враховуючи, що відносна швидкість руху ґрунту по поверхні робочого органу дорівнює відношенню пройденого часткою шляху до часу, маємо

$$\frac{\Delta S}{\Delta t} = V_{відн.}. \tag{3.2}$$

Вираз для визначення спрацювання (3.1) запишемо через відносну швидкість

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = K_u \cdot D_N \cdot V_{відн.}. \tag{3.3}$$

Нормальні складові сили тяжіння частки $G_N$ і динамічного тиску $D_N$ викликають нормальний тиск

$$F_D = G_N + D_N. \tag{3.4}$$

Відповідно до теореми про зміну кількості руху можна записати

$$F_D \Delta t = \Delta m_c \cdot V_{абс}, \tag{3.5}$$

де $F_D$ – динамічний тиск ґрунту на клин, Н;

$\Delta m_c$ – маса ґрунту, що потрапляє на робочий орган в одиницю часу, кг;

$V_{абс}$ – абсолютна швидкість руху ґрунту під дією лапи, м/с.

Маса ґрунту, що потрапляє на робочий орган в одиницю часу, дорівнює

$$\frac{\Delta m_c}{\Delta t} = \rho \cdot a \cdot b \cdot V_{відн}, \tag{3.6}$$

де $\rho$ – щільність ґрунту, кг/м$^3$;

$a, b$ – товщина і ширина елемента скиби, м.

Під час переміщення робочого органу в ґрунті абразивні частки виконують складний рух: переносний (разом з робочим органом) і відносний (по поверхні робочого органу).

Модуль абсолютної швидкості дорівнює

$$V_{абс} = \sqrt{V^2 + V_{відн.}^2 - 2 \cdot V \cdot V_{відн.} \cdot \cos\theta}, \tag{3.7}$$

де $V$ – швидкість руху робочого органу, м/с;

$\theta$ – кут вступу ґрунту на поверхню робочого органу, град.

У першому наближенні, виходячи з нерозривності потоку ґрунту, можна вважати, що відносна швидкість руху дорівнює переносній $V = V_{відн.}$; тоді

$$V_{абс} = V\sqrt{2 \cdot (1 - \cos\theta)}. \tag{3.8}$$

Підставивши вираз для абсолютної швидкості (3.8) у рівняння (3.5), з урахуванням формули (3.6), можна записати силу динамічного напору

$$F_D = \rho \cdot a \cdot b \cdot V_{абс}^2 \cdot 2\left(1 - \cos\theta\right). \tag{3.9}$$

З отриманого рівняння видно, що сила динамічного напору на поверхні лапи зростає зі збільшенням перетину скиби $a \cdot b$, швидкості руху $V$ і знижується зі зменшенням кута вступу ґрунту на поверхню робочого органу.

Проекція сили нормального тиску на нормаль до площини лапи дорівнює

$$F_D = \rho \cdot a \cdot b \cdot 2V_{абс}^2 \cdot (1 - \cos\theta) \sin\gamma \sin\alpha. \tag{3.9}$$

Сила тяжіння елемента скиби ґрунту становить

$$G = mg = \rho \cdot a \cdot b \cdot \Delta x \cdot g\,, \tag{3.10}$$

де $g$ – прискорення сили тяжіння, м/с$^2$;
$\Delta x$ – довжина елемента скиби, м

Повна сила нормального тиску елемента скиби ґрунту на поверхню лапи буде дорівнювати

$$\begin{aligned} D_N &= \rho \cdot a \cdot b \cdot \Delta x \cdot g \cos\alpha + \rho \cdot a \cdot b \cdot 2V_{абс}^2 (1 - \cos\theta) \sin\gamma \sin\alpha = \\ &= \rho \cdot a \cdot b \left[ \Delta x \cdot g \cdot \cos\alpha + 2V_{абс}^2 (1 - \cos\theta) \sin\gamma \sin\alpha \right]. \end{aligned} \tag{3.11}$$

У свою чергу силу тертя запишемо як

$$T = f_1 \cdot \rho \cdot a \cdot b \cdot \left[ \Delta x \cdot g \cdot \cos\alpha + 2V_{абс}^2 (1 - \cos\theta) \sin\gamma \sin\alpha \right]. \tag{3.12}$$

де $f_1$ – коефіцієнт тертя ґрунту по сталі.

Підставивши значення сили $D_N$ з рівняння (3.11) у відношення (3.1), отримаємо спрацювання, виражене через параметри скиби ґрунту і руху потоку ґрунту у функції шляху переміщення часток

$$\frac{\Delta Q}{\Delta S} = K_u \cdot f_1 \cdot \rho \cdot a \cdot b \cdot \left[ \Delta x \cdot g + 2V_{абс}^2 (1 - \cos\theta) \sin\gamma \sin\alpha \right], \tag{3.13}$$

або у функції часу

$$\frac{\Delta Q}{\Delta S} = K_u \cdot f_1 \cdot \rho \cdot a \cdot b \cdot V_{абс} \left[ \Delta x \cdot g + 2V_{абс}^2 (1 - \cos\theta) \sin\gamma \sin\alpha \right]. \tag{3.14}$$

Розглянемо тепер рух ґрунту по поверхні робочого органу за наявності елемента зміцнення *BC*, який встановлено під деяким кутом $\varepsilon$ до леза (рис. 3.1). У такому випадку потік ґрунту, який проходить через точку *A* з відносною швидкістю $V_{відн.}$, буде зустрічатися з елементом зміцнення *BC* у точці *M*. При цьому частина ґрунту буде відбиватися від елемента зміцнення. Приймемо, що кут відбивання $\delta_0$ потоку ґрунту дорівнює куту набігання $\delta_H$, який відраховується від нормалі *n* до елементу зміцнення.

Кут між нормаллю *n* і лезом становитиме

$$\alpha_3 = 90° - \varepsilon. \tag{3.15}$$

Кут набігання потоку ґрунту на елемент зміцнення запишемо як

$$\delta_H = \alpha_3 - \theta = 90° - \varepsilon - \theta. \tag{3.16}$$

У свою чергу кут між вектором відносної швидкості $V_{відн.}$ і відбитою швидкістю $V_1$ матиме вигляд

$$\delta_3 = 2\delta_H = 2\delta_0 = 2\left(90° - \varepsilon - \theta\right). \tag{3.17}$$

Потік ґрунту, набігаючи на елемент зміцнення і відбиваючись від нього, втрачає швидкість, тому відбита швидкість $V_1$ буде завжди меншою за відносну $V_{відн.}$.

Коли кут вступу $\delta_H$ дорівнює нулю, а це можливо тоді, коли елемент зміцнення розташовується вздовж потоку ґрунту, швидкість відбивання $V_1$ дорівнює швидкості потоку ґрунту, а при $\delta_H = 0,5\pi$ ця швидкість мінімальна. Тому можливо записати таке диференціальне рівняння, яке відображає зв'язок зміни швидкості відбитого потоку ґрунту і кута встановлення елементів зміцнення

$$\frac{dV_1}{d\delta_H} = -K_c\delta_H, \tag{3.18}$$

де $K_C$ – емпіричний коефіцієнт, що враховує фізико-механічні властивості і різнозернистість ґрунту. Його величина, відповідно до теорії Панченка А.М. [74], знаходиться в межах $K_C = 0,06 - 0,75$.

Інтегруючи рівняння (3.18), отримаємо залежність швидкості відбитого потоку від кута набігання

$$dV_1 = -K_C \delta_H d\delta_H; \tag{3.19}$$

$$V_1 = -0,5K_C \delta_H^2 + C. \tag{3.20}$$

Постійну інтегрування знаходимо з початкових умов при $\delta_H = 0$

$$C = V_{відн.}.$$

Відповідно

$$V_1 = V_{відн.} - 0,5K_C \delta_H^2. \tag{3.21}$$

З урахуванням рівняння (3.16)

$$V_1 = V_{відн.} - 0,5K_C \left( \frac{\pi}{2} - \varepsilon - \theta \right)^2. \tag{3.22}$$

З отриманого виразу видно, що модуль відбитої швидкості $V_1$ залежить як від кута вступу ґрунту на поверхню лапи $\delta_H$, так і від кута встановлення елемента зміцнення $\varepsilon$. І якщо кут вступу ґрунту $\theta$ є сталою величиною для даного робочого органу, то зміна швидкості потоку залежить тільки від кута встановлення елементів зміцнення.

Швидкість відбитого потоку ґрунту $V_1$ впливає на величину і напрям потоку ґрунту, що вступає на поверхню лапи. Модуль відносної швидкості $V_2$ при цьому буде дорівнювати

$$V_2 = \sqrt{V_1^2 + V_{відн.}^2 - 2V_1 \cdot V_{відн.} \cos 2\delta_H}. \tag{3.23}$$

Підставляючи значення відбитої швидкості, отримаємо

$$V_2 = \sqrt{\left[ V_{відн.} - 0,5K_C \left( \frac{\pi}{2} - \varepsilon - \theta \right)^2 \right]^2 - V_{відн.}^2 - \left[ -2 \left[ V_{відн.} - 0,5K_C \left( \frac{\pi}{2} - \varepsilon - \theta \right)^2 V_{відн.} \cos 2\delta_H \right] \right]}. \tag{3.24}$$

Оскільки швидкості потоку ґрунту $V_1$, $V_2$ та $V_{відн.}$ відомі, то кут між відносними швидкостями становитиме

$$\theta_3 = \arccos\left(\frac{V_{відн.}^2 + V_2^2 - V_1^2}{2V_{відн.}V_1}\right). \qquad (3.25)$$

У свою чергу кут вступу ґрунту, за наявності елементів зміцнення, дорівнюватиме

$$\gamma_2 = \theta - \theta_3. \qquad (3.26)$$

Абсолютна швидкість руху ґрунту за наявності елементів зміцнення буде визначатися з використанням залежності

$$V_{абс2} = \sqrt{V_2^2 + V^2 - 2V_2V\cos\gamma_2} = \sqrt{V_2^2 + V^2 - 2V_2V\cos(\theta - \theta_3)}. \qquad (3.27)$$

З отриманого виразу видно, що для визначення абсолютної швидкості руху ґрунту, за наявності елементів зміцнення, необхідно знати кут вступу ґрунту на лапу, коли ці елементи відсутні.

На рис. 3.2 наведена залежність відношення абсолютних швидкостей руху за наявності та відсутності елементів зміцнення у функції кута встановлення елементів зміцнення

$$\frac{V_{абс2}}{V_{абс}} = f(\varepsilon). \qquad (3.28)$$

На графіках бачимо, що зі збільшенням кута встановлення елементів зміцнення величина цього відношення знижується, що також свідчить про зниження інтенсивності спрацювання.

Отже, для зниження спрацювання культиваторної лапи необхідно визначити кут вступу ґрунту на поверхню лапи і провести польові випробування з наявністю елементів зміцнення.

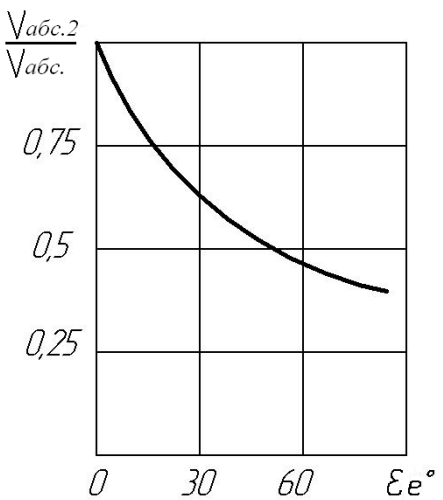



Рис. 3.2. Графік залежності відношення абсолютних швидкостей у функції кута встановлення елементів зміцнення

Оскільки при оснащенні лапи елементами локального зміцнення нормальний тиск на поверхню лапи знижується, то розглядатимемо спрацювання самого леза.

### *3.1.2. Спрацювання леза культиваторної лапи за наявності елементів локального зміцнення*

Встановлення елементів локального зміцнення на культиваторну лапу, виконане у вигляді смуг, змінює параметри потоку ґрунту, що призводить до його локалізації на лезі.

Під час дослідження спрацювання було визначено, що спрацювання матеріалу на нескінченно малій ділянці леза пропорціональне миттєвому значенню сили тертя на цій ділянці. Напрям спрацювання збігається з напрямом потоку.

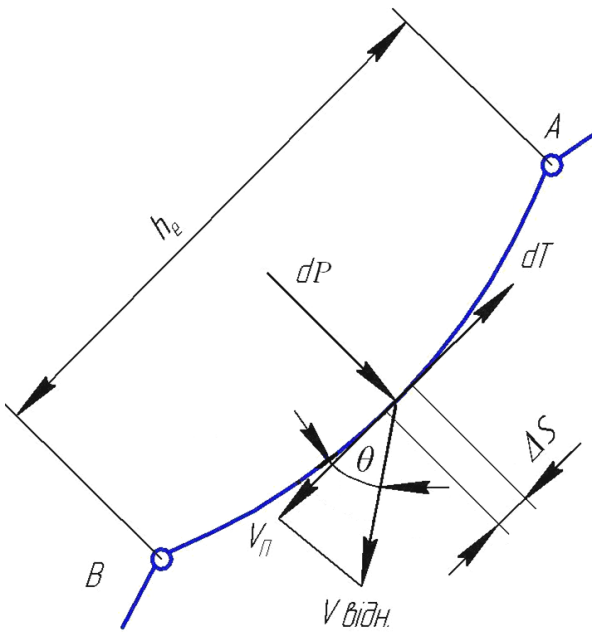



Рис. 3.3. Розрахункова схема до визначення кривої спрацювання

Візьмемо в довільно взятій точці на лезі нескінченно малу ділянку *ds* (рис. 3.3). Згідно з теорією подрібнення ґрунту Панченко А.М., при переході до нескінченно малих ділянок на лезо буде діяти сила різання

$$dP = C_{пит.} \cdot dF = C_{пит.} \cdot L \cdot ds\,, \qquad (3.29)$$

де $C_{пит.}$ – питоме зчеплення часток ґрунту, кН/м$^2$;

$F$ – площа поверхні, що сколюється, м$^2$;

$L$ – довжина лінії сколювання в повздовжньому напрямку, м;

$ds$ – ділянка довжини леза, м.

За розрахунковою схемою (рис. 3.4) для кутів $\alpha \le 30°$ справедливим є співвідношення

$$L = \frac{a}{\cos(\alpha + \varphi_2)}, \tag{3.30}$$

де $a$ – глибина обробітку ґрунту, м;
$\alpha$ – проекція кута нахилу крила лапи на напрямок руху, град;
$\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту, град.

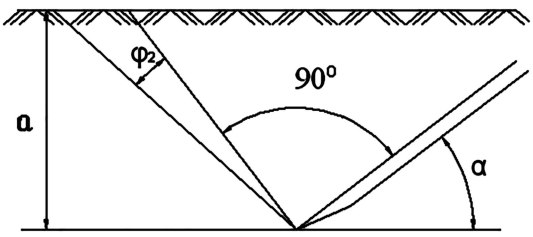


Рис. 3.4. Розрахункова схема до визначення довжини лінії сколювання

Тоді величина сили тертя визначається за залежністю

$$dT = \frac{a \cdot C_{пит.} \cdot \operatorname{tg}\varphi_1}{\cos(\alpha + \varphi_2)} \cdot ds, \tag{3.31}$$

де $\varphi_1$ – кут тертя ґрунту по металу лапи, град.

Отриманий вираз запишемо таким чином, щоб виділити коефіцієнт $K_n$, який залежить від властивостей ґрунту,

$$dT = K_n \cdot ds, \tag{3.32}$$

де $K_n = \frac{a \cdot C_{пит.} \cdot \operatorname{tg}\varphi_1}{\cos(\alpha + \varphi_2)}$.

Під час роботи культиваторної лапи довжина дуги, внаслідок спрацювання, буде збільшуватися, що спричинить зниження сили різання і відповідно сили тертя. Тому можна записати диференціальне рівняння, яке зв'язує швидкість зміни довжини дуги від сили тертя

$$-\frac{dT}{ds} = K_L \cdot K_n \cdot T, \tag{3.33}$$

де $K_L$ – емпіричний коефіцієнт, що враховує зниження сили тертя внаслідок збільшення довжини дуги.

Розв'язком рівняння (3.33) буде залежність сили тертя від довжини дуги

$$T = C \cdot e^{-K_L \cdot K_n \cdot S}. \tag{3.34}$$

Довжину дуги можна представити у вигляді

$$S = V_n \cdot t, \tag{3.35}$$

де $V_n$ – проекція відносної швидкості вступу потоку ґрунту на поверхню лапи, м/с.

$$V_n = V_{відн.} \cdot \cos\theta. \tag{3.36}$$

Підставляючи рівняння (3.35) і (3.36) у залежність (3.34), отримаємо, що

$$T = C \cdot e^{-K_L \cdot K_n \cdot V_n \cdot \cos\theta \cdot t}. \tag{3.37}$$

Сталу інтегрування $C$ знайдемо в момент часу $t_0$, коли напрацювання лапи дорівнюватиме нулю: $S_н = 0$. Тоді стала інтегрування буде рівна силі тертя на прямолінійній ділянці лапи $C = T_0$, а рівняння (3.37) набуде вигляду

$$T = T_0 \cdot e^{-K_L \cdot K_n \cdot V_n \cdot \cos\theta \cdot t}. \tag{3.38}$$

Величина початкової сили тертя дорівнює

$$T_0 = \frac{a \cdot C_{пит.} \cdot \operatorname{tg}\varphi_1}{\cos(\alpha + \varphi_2)} \cdot h_e, \tag{3.39}$$

де $h_e$ – відстань між елементами зміцнення, м.

Час напрацювання лапи $t$ можна визначити через площу, що обробляється, і робочу швидкість руху

$$t = \frac{Sa}{n_1 \cdot b \cdot V}, \tag{3.40}$$

де $Sa$ – напрацювання на агрегат, га;

$n_1$ – кількість лап на культиваторі, шт.;

$b$ – ширина захвату однієї лапи, м.

Величину спрацювання профілю зуба визначимо як

$$Q = K_u \cdot T\,, \tag{3.41}$$

де $K_u$ – емпіричний коефіцієнт, що визначає абразивну стійкість матеріалу.

Відзначимо, що коефіцієнт $K_u$ у виразі (3.41) враховує тільки лінійне спрацювання профілю зуба і відноситься до сили тертя. У цьому випадку спрацювання $Q$ стане відносною величиною, а розмірність $K_u$ буде $H^{-1}$.

Остаточно спрацювання профілю зуба, виражене через площу, що обробляється $S_н$, визначатиметься виразом

$$Q = K_u \cdot T = K_u \frac{a \cdot C_{num.} \cdot \operatorname{tg}\varphi_1}{\cos\left(\alpha + \varphi_2\right)} \cdot h_e \cdot e^{-K_L \cdot \frac{a \cdot C_{num.} \cdot \operatorname{tg}\varphi_1}{\cos(\alpha+\varphi_2)} \cdot V_n \cdot \cos\theta \cdot \frac{Sa}{n_1 \cdot b \cdot V}}. \tag{3.42}$$

Для подальшого аналізу приймемо відношення спрацювання $Q_н$ при напрацюванні $S_н$ до початкового $Q_0$: $Q_1 = Q_н / Q_0$.

### *3.1.3. Аналітичне дослідження формування профілю зуба під дією локального спрацювання*

Наявність елементів локального зміцнення на поверхні лапи призводить до утворення зубів на лезі. Утворення зубів докорінно змінює початкову форму леза, тягне за собою зміну процесів, що відбуваються на лезі, зокрема схід рослинних решток. Тому вивчення геометричних параметрів профілю леза є важливою задачею.

Для опису форми леза візьмемо систему координат $Oxy$, вісь $Oy$ якої спрямована перпендикулярно руху (рис. 3.5).

Проаналізуємо положення дотичної до профілю зуба, яке визначалося в трьох точках $i$ $(i = 1, 2, 3)$. При цьому визначалась ордината в точці дотику і відрізка $y$, котрий дотична відсікає на осі $Oy$. Результати замірів наведено в табл. 3.1.

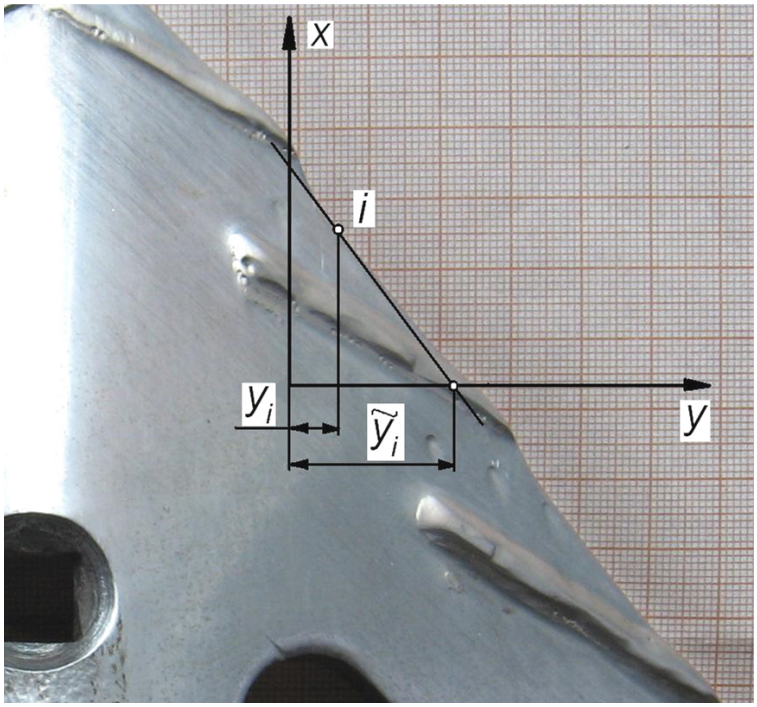



Рис. 3.5. Схема замірів

Таблиця 3.1. Положення дотичної відносне профілю зуба

| № точки | Кут нахилу елементів зміцнення $\varepsilon = 20°$ | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Напрацювання $S_н$, га | | | | | |
| | 75 | | 225 | | 300 | |
| | *y* | *y* | *y* | *y* | *y* | *y* |
| 1 | 18,75 | 18,25 | 19,0 | 16,0 | 20,0 | 10,5 |
| 2 | 17,75 | 17,50 | 18,5 | 15,5 | 17,5 | 9,25 |
| 3 | 17,51 | 17,25 | 18,75 | 16,5 | 16,2 | 9,0 |
| № точки | Кут нахилу елементів зміцнення $\varepsilon = 25°$ | | | | | |
| | Напрацювання $S_н$, га | | | | | |
| | 75 | | 225 | | 300 | |
| | *y* | *y* | *y* | *y* | *y* | *y* |
| 1 | 12,5 | 11,25 | 12,75 | 10,5 | 11,75 | 5,5 |
| 2 | 12,0 | 10,25 | 12,25 | 10,25 | 10,0 | 4,25 |
| 3 | 12,25 | 10,5 | 12,5 | 10,7 | 6,25 | 3,8 |
| № точки | Кут нахилу елементів зміцнення $\varepsilon = 30°$ | | | | | |
| | Напрацювання $S_н$, га | | | | | |
| | 75 | | 225 | | 300 | |
| | *y* | *y* | *y* | *y* | *y* | *y* |
| 1 | 20,56 | 18,75 | 18,75 | 15,5 | 19 | 10 |
| 2 | 19,0 | 19,1 | 18,5 | 15,6 | 16,25 | 8,75 |
| 3 | 19,25 | 18,9 | 19,0 | 15,25 | 13,25 | 7,0 |

Із табл. 3.1 видно, що для однієї і тієї ж самої кривої відношення відрізка $y$, що відсікається на осі $Oy$, і ординати точки дотику $y$ орієнтовно постійні:

$$\frac{\tilde{y}}{y} = n_0 . \tag{3.43}$$

Тому диференціальне рівняння кривої профілю зуба будемо шукати в загальному виді.

Рівняння дотичної $\tilde{x}$, що проходить через точку $y$, матиме вигляд

$$\tilde{y} - y = y'(\tilde{x} - x) . \tag{3.44}$$

При $\tilde{x} = 0$ рівняння (3.44) запишемо як

$$\tilde{y} - y = y'x . \tag{3.45}$$

Підставивши рівняння (3.43) у виразі (3.45), дійдемо до рівняння:

$$y(1 - n_0) - xy' = 0. \tag{3.46}$$

Розв'язуємо диференціальне рівняння (3.46):

$$\begin{gathered} y\left(1 - n_0\right) - x\frac{dy}{dx} = 0; \\ \frac{dy}{y\left(1 - n_0\right)} = \frac{dx}{x}; \\ \frac{1}{1 - n_0}\ln y = \ln x - \ln C, \end{gathered} \tag{3.47}$$

де $C$ – стала інтегрування.

Перетворюємо отримане рівняння:

$$x = Cy^{\frac{1}{1-n_0}}. \tag{3.48}$$

Сталу інтегрування $C$ визначимо, підставивши в кінцевий вираз координати $x_0$ та $y_0$,

$$C = x_0 y_0^{(1-n_0)}. \tag{3.49}$$

Відповідно

$$x = x_0 y_0^{(1-n_0)} y^{\frac{1}{1-n_0}}. \qquad (3.50)$$

На рис. 3.6. представлені графіки залежностей величини $n_0$ від напрацювання лапи. Бачимо, що спочатку знос відбувається з невеликою швидкістю при формуванні зуба, а потім починає різко зростати.

Параметр кривої зуба $n_0$ апроксимується залежністю

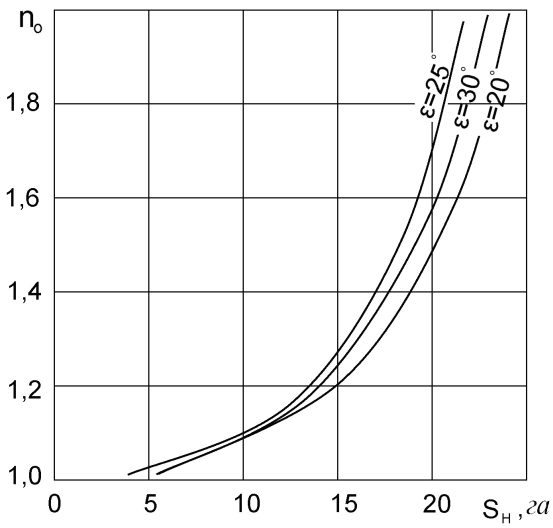



Рис. 3.6. Залежність параметра профілю зуба від напрацювання лапи

$$n_0 = a \ln S_н + b. \qquad (3.51)$$

Застосувавши метод найменших квадратів, обчислимо значення параметрів $a = -0,77$ та $b = 0,6$. Тоді формула (3.51) набуде вигляду

$$n_0 = -0,77 \ln S_н + 0,6. \qquad (3.52)$$

Відповідно можна записати повністю вираз для визначення профілю зуба

$$x = x_0 y_0^{(1,6-0,77 \ln S_H)} y^{\frac{1}{1,6-0,77 \ln S_H}}. \qquad (3.53)$$

Досить важливою характеристикою профілю зуба є положення дотичної, бо від цього залежить сходження бур'янів і рослинних решток з леза лапи. Особливо важливим цей фактор стає за значного напрацювання ґрунтообробних робочих органів.

Польові дослідження показують, що кут нахилу дотичної до леза в лап з установленням елементів зміцнення (після напрацювання 20 га)

$\varepsilon = 20°$ становить 7°; при $\varepsilon = 25°$ цей кут дорівнює 6º, а при $\varepsilon = 30°$ становить 7º.

Таким чином, кут нахилу дотичної до профілю зуба в середньому рівний 6,5º і практично не залежить від кута встановлення елементів зміцнення. Тому подальший вибір кута $\varepsilon$ повинен відбуватися за найменшим зносом.

## 3.2. Геометрична модель поверхні лапи

### *3.2.1. Загальні положення методики*

Будь-яку поверхню можливо утворити кінематичним способом, коли поверхня створюється рухом у просторі деякої лінії, яка називається *твірною*. У процесі побудови твірна лінія має спільну точку з іншою лінією – *напрямною*.

Для проектування робочих органів ґрунтообробних машин найбільш доцільним використовувати лінійні поверхні, в яких твірна – пряма лінія. Ці поверхні можна розділити на дві групи: розгортні та нерозгортні.

Найбільш загальною характеристикою поверхонь є їхня повна Гаусова кривизна, яка визначається в будь-якій точці, за двома напрямами [79, 80] за формулою

$$K = \frac{1}{R_1} \cdot \frac{1}{R_2}, \tag{3.54}$$

де $R_1$ і $R_2$ – радіуси кривизни поверхні за двома головними взаємноперпендикулярними площинами.

Розгортні поверхні відрізняються тим, що їхня Гаусова кривизна в будь-якій точці дорівнює нулю. Це пов’язано з тим, що один головний напрям збігається з прямолінійною твірною *g*. Оскільки радіус кривизни прямої лінії дорівнює нескінченності $R_2 = \infty$, то Гаусова кривизна в точці рівна нулю, тобто

$$K = \frac{1}{R_1} \cdot \frac{1}{\infty} = 0. \tag{3.55}$$

Ця умова приводить до того, що поверхні володіють двома диференціально – геометричними властивостями:

- Гаусова кривизна завжди стала і дорівнює нулю;
- дотична площина торкається поверхні вздовж усієї твірної і не змінює свого положення в просторі при переміщенні точки дотику.

Завдяки цим властивостям розгортки, поверхні можна поєднати з площиною без складок і розтягнень. За термічної обробки такі поверхні практично не піддаються жолобленню, що зберігає запроектовану форму поверхні [12].

Друга властивість дозволяє отримати широкий спектр поверхонь, спряжених одна з одною. Так як дотична площина не змінює свого положення при переміщенні точки дотику вздовж твірної, виникає можливість спряження окремих поверхонь по твірних.

Якщо твірні поверхні сходяться в одній точці, то поверхня перероджується в конічну, якщо паралельні – в циліндричну.

На рис. 3.7,*а* наведена розгортна поверхня з циліндра *с* та конуса $к$. Стикування відбувається по твірній $g_к$, напрямна конічної поверхні $L_к$ переходить в напрямну циліндричної поверхні $L_c$ в точці 1, при цьому спряження кривих $L_к$ та $L_c$ може бути виконане за будь-яким порядком шорсткості.

Дотична площина $\omega$ є дотичною одночасно і до конічної, і до циліндричної поверхонь. Усі нормалі, проведені з будь-якої точки твірної 1, 2, 3 і 4, колінеарні між собою $\vec{n}_1 \| \vec{n}_2 \| \vec{n}_3 \| \vec{n}_4$, а вершина конуса $S_к$ належить площині $\omega$ і збігається в даному випадку з точкою $4 \equiv S_к$.

Виберемо на розгортній поверхні будь-яку криву *L* (рис 3.7,*б*) з рівнянням

$$\vec{\rho} = \vec{\rho}(u). \tag{3.56}$$

У будь-якій точці цієї кривої задамо єдиний вектор $\vec{l}$, який буде виконувати функцію параметра *u* вздовж кривої *L*,

$$\vec{l} = \vec{l}\,(u). \tag{3.57}$$

Через точку $i$ $(i = 1, 2, 3, 4)$ напрямної лінії до радіуса вектора $\vec{\rho}(u)$ проведемо пряму, паралельну вектору $\vec{l}\,(u)$ – рис. 3.7,*а.* У результаті отримаємо в просторі сім'ю прямих ліній одного параметра *u*. Назвемо їх твірними.

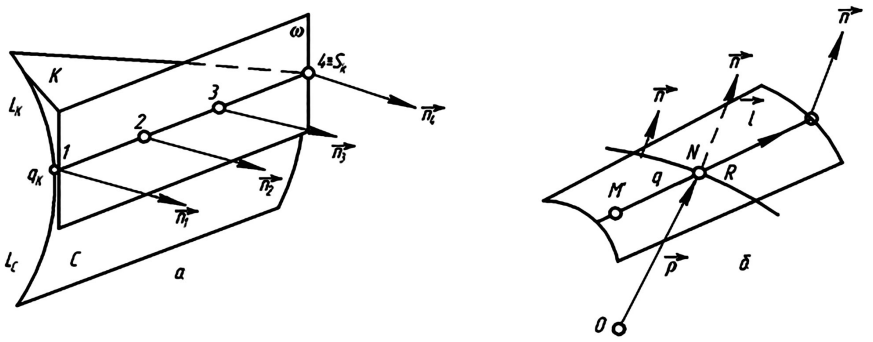



Рис. 3.7. Утворення розгортної поверхні: *а* – складова поверхня; *б* – нескінченно малий елемент поверхні

Позначимо $MN = v$. У цьому випадку радіус-вектор довільної точки *E* на довільній твірній *u* можна записати як

$$\vec{r} = \overrightarrow{OM} = \overrightarrow{ON} + \overrightarrow{NM}, \tag{3.58}$$

де $\overrightarrow{OM} = \vec{\rho}(u)$, $\overrightarrow{NM} = v\vec{l}\,(u)$

Насамкінець будемо мати, що

$$\vec{r} = \vec{\rho}(u) + v\vec{l}\,(u). \tag{3.59}$$

У результаті радіус-вектор довільної точки *E* на довільній твірній виражається як функція двох незалежних невідомих *u* і *v*.

Підрахуємо частинні похідні по параметрах:

$$r_u = \vec{\rho}(u) + v\vec{l}\,'(u), \quad r_v = \vec{l}\,(u). \tag{3.60}$$

$$\left[r_u, r_v\right] = \left[\rho', l\right] + v\left[\vec{l}\,', l\right]. \tag{3.61}$$

Якщо поверхня буде розгортуватися, то повинна виконуватись умова колінеарності

$$\left[\rho', l\right] \| \left[\vec{l}\,', l\right], \tag{3.62}$$

яка показує, що вздовж твірної *g* напрям нормалі $\vec{n}$ не змінюється (рис. 3.7,*б*), тому нескінченно малий елемент поверхні є площиною, яка описується рівнянням,

$$Ax + By + Cz + D = 0, \tag{3.63}$$

де $A, B, C, D$ – коефіцієнти, що є функціями параметра $u$.

Таким чином, ми маємо однопараметричну множину, яка є розгортною поверхнею.

### *3.2.2. Геометрична модель культиваторної лапи*

Розташуємо в просторі систему координат $Oxyz$ так, щоб вісь $Oz$ була перпендикулярна дну борозни, а вісь $Oz$ розташовувалася протилежно напряму руху. Тоді $Oy$ розташується в горизонтальній площині (рис. 3.8).

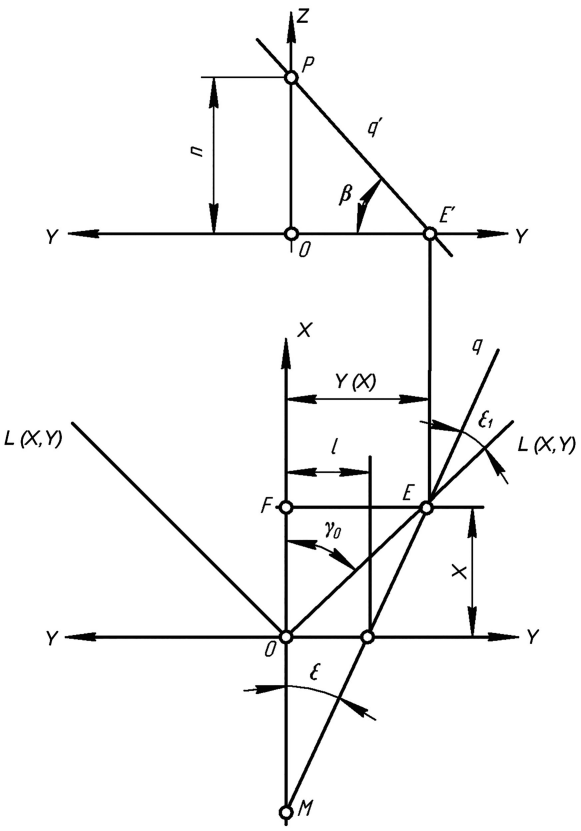



Рис. 3.8. Загальна схема утворення розгортної поверхні

За такого розташування системи координат носок лапи розміщується в її початку, а напрямна крива $(L)$ – у горизонтальній площині і збігається з лезом лапи.

У системі $Oxyz$ визначимо пряму лінію $g$, яка буде твірною поверхні культиваторної лапи. Відповідно до рис. 3.7 запишемо положення проекцій $g$ у вигляді

$$\left.\begin{aligned} \tilde{y} &= k\tilde{x} + l, \\ \tilde{z} &= m\tilde{y} + n, \end{aligned}\right\}, \tag{3.64}$$

де $k, l, m, n$ – параметри положення твірної, які у свою чергу є функціями деякого параметра $u$.

Поверхня буде розгортною, коли виконуватиметься диференціальне рівняння [60, 64]

$$\frac{l'}{k'} = \frac{n'}{m'}, \tag{3.65}$$

де штрихами позначено перші похідні по параметру $u$.

Запишемо рівняння твірної (3.64) у функції координати $\tilde{x}$

$$\left.\begin{aligned} \tilde{y} &= k\tilde{x} + l, \\ \tilde{z} &= mk\tilde{x} + ml + n, \end{aligned}\right\}, \tag{3.66}$$

де $k$ і $mk$ – кутові коефіцієнти проекцій твірних;

$l$ і $ml + n$ – вільні члени рівнянь проекцій твірних.

Для забезпечення розгортної поверхні культиваторної лапи на величини $k$, $mk$, $l$ і $ml + n$ накладаємо диференціальне рівняння [83, 84]

$$\frac{l'}{k'} = \frac{(ml+n)'}{(mk)'}, \tag{3.67}$$

де штрихами позначено першу похідну по параметру $u$.

Диференціюючи, маємо, що

$$\frac{l'}{k'} = \frac{m'l + ml' + n'}{m'k + mk'}. \tag{3.68}$$

Проводячи перетворення рівняння (3.68), одержимо диференціальне рівняння положення твірної $g$

$$l'm'k - k'm'l - k'n' = 0. \tag{3.69}$$

Це рівняння можна розв’язати відносно одного з кутових коефіцієнтів.

Наприклад, якщо заданий кутовий коефіцієнт $k$, то відсутній кутовий коефіцієнт визначиться таким диференціальним рівнянням відносно $m$:

$$m' - \frac{k'n'}{l'k - k'l} = 0. \tag{3.70}$$

І якщо заданий кутовий коефіцієнт $m$, то рівняння відносно невідомого $k$ набуде вигляду:

$$k' - k\frac{l'm'}{m'l + n'} = 0\,. \tag{3.71}$$

У кожному положенні твірна $g$ має спільну точку $E$ з напрямною кривою $L$.

Для культиваторної лапи напрямна крива $L$ являє собою плоску лінію, що є контуром леза. Її рівняння буде мати вигляд

$$x = x(u), \quad y = y(u), \quad z = 0,$$

де параметр $u$ має той самий сенс, що і в системі (3.64).

Приймемо як параметр $u$ координату $x$, що дає такі рівняння напрямної $L$: $y = y(x)$.

Виразимо величини, що входять до диференціальних рівнянь (3.70) і (3.71), через координати точки $E$.

Із геометричних міркувань кутові коефіцієнти дорівнюють:

$$m = \operatorname{tg}\beta; \quad k = \operatorname{tg}\varepsilon.$$

У свою чергу вільні члени рівнянь (3.64) визначимо з трикутників $FME$ і $OPE'$:

$$l = y - \operatorname{tg}\varepsilon \cdot x;$$
$$n = y \cdot \operatorname{tg}\beta\,.$$

Диференціюючи параметри положення твірної, маємо, що

$$k' = \operatorname{tg}'\varepsilon;$$
$$m' = \operatorname{tg}'\beta;$$
$$l' = y' - \operatorname{tg}'\varepsilon \cdot x - \operatorname{tg}\varepsilon;$$
$$n' = y' \operatorname{tg}\beta + y \operatorname{tg}'\beta\,.$$

Підставляючи отримані значення параметрів у рівняння (3.70) і (3.71), підходимо до диференціальних рівнянь положення твірних відносно кута нахилу проекції твірної на площині $Oxz$

$$\mathrm{tg}'\,\beta - \mathrm{tg}\,\beta \frac{\mathrm{tg}'\,\varepsilon y'}{\mathrm{tg}\,\varepsilon \cdot y' - 2\,\mathrm{tg}'\,\varepsilon \cdot y - \mathrm{tg}^2\,\varepsilon} = 0 \qquad (3.72a)$$

і кута нахилу проекції твірної на площині *Oxy*

$$\mathrm{tg}'\,\varepsilon - \mathrm{tg}\,\varepsilon \frac{\mathrm{tg}'\,\beta \cdot y'}{\mathrm{tg}\,\beta \cdot y + y'} + \mathrm{tg}^2\,\varepsilon \frac{\mathrm{tg}'\,\beta}{\mathrm{tg}\,\beta \cdot y + y'} = 0\,. \qquad (3.72б)$$

Оскільки напрямна крива для культиваторної лапи лежить у горизонтальній площині, то найбільш доречним буде диференціальне рівняння положення твірних (3.72,*а*). Загальний розв'язок рівняння такий:

$$\mathrm{tg}\,\beta = C \cdot e^{-\int A dx},$$

де $A = \dfrac{\mathrm{tg}'\,\varepsilon \cdot y'}{\mathrm{tg}\,\varepsilon \cdot y' - 2\,\mathrm{tg}'\,\varepsilon \cdot y - \mathrm{tg}^2\,\varepsilon}$;

*C* – стала інтегрування, що визначається з початкових умов.

Для культиваторної лапи напрямною кривою, яка виступає лезом, найбільше підійде пряма лінія. Тоді її рівняння запишемо як

$$y = \mathrm{tg}\,\gamma_0 \cdot x\,,$$

де $\gamma_0$ – кут розхилу крил, град.

Позначимо функцію кута нахилу проекції твірної в плані $\mathrm{tg}\,\varepsilon = f(\varepsilon)$, тоді диференціальне рівняння положення твірних буде мати вигляд

$$\mathrm{tg}'\,\beta - \mathrm{tg}\,\beta \frac{f'(\varepsilon) \cdot y'}{f(\varepsilon) \cdot y' - 2f'(\varepsilon) \cdot y - \left[f(\varepsilon)\right]^2} = 0. \qquad (3.73)$$

Функцію кута нахилу твірної в горизонтальній площині представимо як

$$f(\varepsilon) = k_\varepsilon \cdot x\,.$$

Підставляючи цей вираз у рівняння (3.73), запишемо диференціальне рівняння

$$\mathrm{tg}'\,\beta - \mathrm{tg}\,\beta\frac{k_\varepsilon\cdot\mathrm{tg}\,\gamma}{x\left(1-2\,\mathrm{tg}\,\gamma_0\right)-k_\varepsilon x^2}=0\,. \qquad (3.73a)$$

Враховуючи характерне спрацювання культиваторної лапи в зоні носка, що відбувається по кривій лінії, на базі загальної моделі розгортної поверхні можна запропонувати складову поверхню, параметри якої наведено на рис. 3.9.

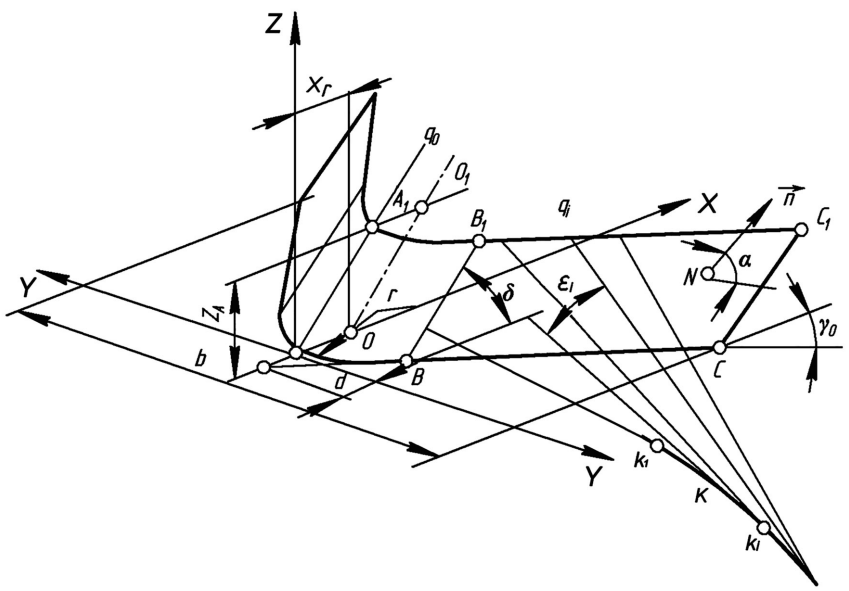



Рис. 3.9. Схема параметрів складової поверхні культиваторної лапи

Поверхня лапи складається з поверхні циліндра з осьовою лінією $OO_1$ та площини $BB_1C_1C$, які спряжені по твірній циліндра $BB_1$. Циліндр має радіус *r*, а нормаль $\vec{n}$ площини $BB_1C_1C$, проведена з точки $N_0$, має нахил до горизонтальної площини проекції під кутом $\alpha_1$, який визначається залежністю

$$\alpha_1 = 90° - \alpha,$$

де $\alpha$ – кут кришення, град.

Отже, напрямна розгортної поверхні буде складатися з двох ліній:

• дуги кола *OBB′*

$$\left(x - x_r\right)^2 + y^2 = r^2, \qquad (3.74)$$

де $x_r$ – відстань центра кола $O_1$ від початку координат;

• та прямої $BC$, рівняння якої має вигляд

$$y = \operatorname{tg}\gamma_0 x + d_1, \tag{3.75}$$

де $d_1 = x_B - y_B \cdot \operatorname{tg}\gamma_0$;

$x_B$ і $y_B$ – координати точки $B$ переходу кола в пряму.

Координати точки переходу $B$ визначимо шляхом диференціювання рівнянь (3.74) та (3.75) по $x$,

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg}\gamma_0 \quad \text{та} \quad x - r + y\frac{dy}{dx} = 0.$$

Підставивши у друге рівняння вираз першої похідної з першого і враховуючи, що $x_r = r$, отримаємо перше рівняння для визначення координат точки $B$

$$x - r + y \cdot \operatorname{tg}\gamma_0 = 0. \tag{3.76}$$

Приєднавши рівняння кола до отриманого рівняння, запишемо систему для визначення координат точки $B$

$$\left.\begin{aligned} x - r + y \cdot \operatorname{tg}\cdot\gamma_0 = 0, \\ (x-r)^2 + y^2 = r^2 \end{aligned}\right\}. \tag{3.77}$$

У такий спосіб напрямною кривою циліндричної поверхні носка лапи буде дуга кола $BOB'$

$$y = \sqrt{r^2 - (x-r)^2}\ ; \tag{3.78}$$

твірною для циліндричної поверхні – лінія $BB_1$, яка визначається системою

$$\left.\begin{aligned} z = \operatorname{tg}\delta x + x_в, \\ y = \sqrt{r^2 - (x-r)^2} \end{aligned}\right\}. \tag{3.79}$$

Рівняння крила лапи запишемо як рівняння площини, що проходить через три точки. Дві з них – точка переходу напрямної носка лапи

$B(x_в, y_в, z_в)$ і точка $C(x_c, y_c, z_c)$ – крайня точка леза лапи *BC*. Обидві точки лежать в горизонтальній площині *Oxy*. Третю точку *N* визначимо поки що довільно.

Площина $BB_1C_1C$, обертаючись навколо прямої *BC*, може займати будь-яке положення і насамкінець визначитися координатами точки *N*.

Отже, зафіксувавши точки *B* та *C* і визначивши кут $\alpha_1$ нахилу нормалі до горизонтальної площини проекцій, зафіксуємо координати $x_N$, $y_N$ та $z_N$.

Рівняння площини, що проходить через три точки *B*, *C*, *N*, має вигляд визначника

$$\begin{vmatrix} x - x_в & y - y_в & z - z_в, \\ x_c - x_в & y_c - y_в & z_c - z_в, \\ x_N - x_в & y_N - y_в & z_N - z_в \end{vmatrix} = 0.$$

Розкладемо його на мінори і алгебраїчні доповнення:

$$(x - x_в)\begin{vmatrix} y_c - y_в & z_c - z_в \\ y_N - y_в & z_N - z_в \end{vmatrix} - (y - y_в)\begin{vmatrix} x_c - x_в & z_c - z_в \\ x_N - x_в & z_N - z_в \end{vmatrix} +$$
$$+(z - z_в)\begin{vmatrix} x_c - x_в & y_c - y_в \\ x_N - x_в & y_N - y_в \end{vmatrix} = 0.$$

Застосувавши скорочене позначення для мінорів, отримаємо рівняння площини в загальному вигляді:

$$A_x + B_y + C_z + D = 0, \tag{3.80}$$

де $A = \begin{vmatrix} y_c - y_в & z_c - z_в \\ y_N - y_в & z_N - z_в \end{vmatrix}$; $B = \begin{vmatrix} x_c - x_в & z_c - z_в \\ x_N - x_в & z_N - z_в \end{vmatrix}$; $C = \begin{vmatrix} x_c - x_в & y_c - y_в \\ x_N - x_в & y_N - y_в \end{vmatrix}$;

$$D = B_{y_в} - A_{x_в} - C_{z_в}.$$

Кут нахилу нормалі $\vec{n}$ до площини дна борозни дорівнює

$$\alpha_1 = 90° - \alpha,$$

де $\alpha$ – кут нахилу площини $BB_1C_1C$, який є кутом кришення.

Кут між двома площинами $\alpha$, за аналітичною геометрією, визначається залежністю

$$\cos\alpha_1 = \frac{AA_2 + BB_2 + CC_2}{\sqrt{(A^2 + B_1^2 + C^2)\cdot(A_2^2 + B_2^2 + C_2^2)}}, \tag{3.81}$$

де $A, B, C$ – коефіцієнти рівняння площини лапи;

$A_2, B_2, C_2$ – коефіцієнти іншої площини.

Представимо одну з площин як горизонтальну площину дна борозни. Тоді її рівняння набуде вигляду

$$C_2 z = 0. \tag{3.82}$$

Оскільки площина (3.82) горизонтальна, то рівняння (3.81) запишемо як

$$\cos\alpha_1 = \frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}. \tag{3.84}$$

Для того, щоб позбавитися від радикала в знаменнику, піднесемо отриманий вираз до квадрата

$$\cos^2\alpha_1 = \frac{C^2}{A^2 + B^2 + C^2}.$$

Враховуючи рівняння площини (3.80), отриманий вираз можна записати у вигляді

$$\cos^2\alpha_1 = \frac{C^2}{\begin{vmatrix} y_c - y_в & z_c - z_в \\ y_N - y_в & z_N - z_в \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} x_c - x_в & z_c - z_в \\ x_N - x_в & z_N - z_в \end{vmatrix}^2 + C_1^2}.$$

Оскільки $y_N$ та $x_N$ можуть бути будь-якими позитивними числами, то, позначивши

$$y_c - y_в = R;\ z_c - z_в = T;\ y_N - y_в = K;\ x_c - x_в = E;\ x_N - x_в = F,$$

можна отриманий вираз розв'язати відносно $z_N$. Для цього приводимо отриманий вираз до вигляду

$$\begin{vmatrix} R & T \\ K & z \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} E & T \\ F & z \end{vmatrix}^2 + C^2 = \frac{C^2}{\cos^2 \alpha},$$

де $z = z_N - z_в$.

Перетворюючи вираз, дійдемо до квадратного рівняння

$$a z^2 - 2bz + C^2(1 - \frac{1}{\cos^2 \alpha}) = 0, \qquad (3.85)$$

де $a = R^2 + E^2$;

$$b = T(R \cdot K + E \cdot F)$$

У результаті відповідних перетворень координата $z_N$ буде дорівнювати

$$z_N = z_в \pm z_{1,2}, \qquad (3.86)$$

де $z_1$ і $z_2$ – корені квадратного рівняння (3.85).

Твірні *g*, по яких будуть розташовуватися локальні елементи зміцнення, визначаються системою (3.66) і одночасно лежать в площині $BB_1C_1C$. Це положення накладає на параметри *k*, *l*, *mk*, *ml* + *n* відповідний зв'язок. Для виявлення характеру зв'язку підставимо в рівняння площини (3.80) координати *y*, *z*, вираз з рівняння прямої (3.66)

$$A_x + B(kx + l) + C(mkx + ml + n) + D = 0.$$

За відомих значень коефіцієнтів площини *A*, *B*, *C*, які визначаються координатами точок *B*, *C*, *N*, отримуємо рівняння відносно одного з параметрів прямої (3.66) як функцію координати *x*, наприклад, відносно кутового коефіцієнта *k*

$$k = -\frac{A\,x - B \cdot l - C \cdot m \cdot l - l \cdot n - D}{(B + C \cdot m)}.$$

Кожна твірна $g$ є дотичною до кривої $R$ (рис. 3.7), котра є ребром повернення розгортної поверхні [3, 10] і має кут нахилу до горизонтальної площини $\varepsilon$ (рис. 3.8).

Рівняння ребра повернення визначається системою рівнянь [85]

$$\left.\begin{aligned} x_R &= -\frac{m'l + m'l + n'}{m'k + mk'}, \\ R: y_R &= kx + l, \\ z_R &= mkx + ml + n. \end{aligned}\right\}.$$

Після виведення залежності параметра $k$ від $x$ $k = k(x)$ необхідно перевірити, чи потрапляють координати ребра повернення в область, що обмежена площиною крила $BB_1C_1C$. Якщо ця умова не виконується, то необхідно змінити одну з функцій $m$, $l$ або $n$ і повторити розрахунок.

### *3.2.3. Обґрунтування кута нахилу напрямної поверхні культиваторної лапи*

Прямолінійна напрямна, яка є початковою формою леза, розташовується під кутом $\gamma_0$ до напряму руху культиваторної лапи. У процесі роботи, за наявності елементів локального зміцнення, на лезі утворюються зуби, що мають профіль $KE$, як показано на рис. 3.10.

Під час роботи лапи кривизна зростає, тому зі збільшенням напрацювання кут нахилу дотичної $\gamma_1$ в точці $E$ буде збільшуватися і в граничному значенні

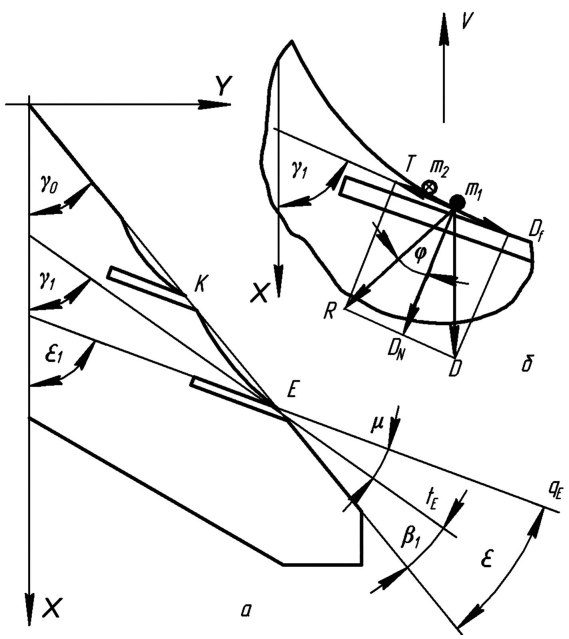



Рис. 3.10. Схема обґрунтування кута нахилу напрямної: *а* – кутові параметри зміцнюючих елементів і зуба; *б* – сили, що діють на частки при переміщенні по профілю зуба

дорівнюватиме куту встановлення локального елемента зміцнення $\gamma_1 = \varepsilon$ (рис. 3.10,*а*).

Відповідно до схеми (рис. 3.10) запишемо відношення кутів між дотичною до профілю зуба $\gamma_1$ і встановлення елемента зміцнення

$$\mu = \varepsilon - \gamma_1, \tag{3.87}$$

тоді

$$\gamma_1 = \varepsilon - \mu; \tag{3.88}$$

$$\varepsilon_2 = \gamma_1 - \mu. \tag{3.89}$$

У свою чергу кут між твірною $g_E$ і напрямною дорівнює

$$\varepsilon_1 = \varepsilon - \gamma_0,$$

звідки

$$\gamma_0 = \varepsilon - \varepsilon_1, \tag{3.90}$$

а враховуючи рівняння (3.89), отримаємо, що

$$\gamma_0 = \gamma_1 - \mu - \varepsilon_1. \tag{3.91}$$

Лабораторно-польовими експериментами визначено, що кут $\beta_1$ у режимі, що встановився, дорівнює різниці цього кута локального елемента зміцнення $\varepsilon_2$ з кутом $\gamma_1$ нахилу дотичної $t_E$ в точці $E$: $\beta_1 = \gamma_1 - \gamma_0 = 7°$.

Тому для обґрунтування кута нахилу напрямної $\gamma_0$ необхідно перш за все встановити граничне значення $\gamma_1$, що забезпечує рух по профілю зуба рослинних решток, коренів рослин або ґрунту.

Обґрунтування кута $\gamma_0$ необхідно розбити на два етапи:

1) початкова робота лапи, коли зуб ще не сформований. У цьому випадку $\beta_1 = 0$ та $\gamma_1 = \gamma_0$. Відповідно до численних досліджень [89, 90, 92] кут $\gamma_0$ вибирається з умови різання з ковзанням бур'янів, тобто $\gamma = 90° - \varphi_3$, де $\varphi_3$ – кут тертя бур'янів по металу, град;

2) другий етап роботи полягає в тому, що починає утворюватися профіль зуба, в якого дотична в точці $E$ розташовується під кутом $\gamma_1$, який відрізняється від кута нахилу напрямної до напряму руху. По мірі формування профілю зуба кут $\gamma_1$ збільшується і досягає за встановленого режиму значення величини, рівного значенню кута $\varepsilon_2$ встановлення елементів зміцнення.

Для визначення граничної величини кута $\gamma_1$ приймемо такі припущення: бур'яни чи частка ґрунту знаходяться в однорідному рухомому середовищі, яким постає потік ґрунту; маса бур'янів чи частки ґрунту зосереджені в точці.

Під час руху лапи в ґрунті на будь-яку частку, будь то рослинна рештка, корінь рослини або агрегат ґрунту, що розташований на профілі зуба, діють такі сили:

• сила динамічного напору, Н

$$D = \rho s v^2, \tag{3.92}$$

яка розкладається на дотичну складову

$$D_t = \rho s v^2 \cos^2 \gamma_1 \tag{3.93}$$

та нормальну складову

$$D_N = \rho s v^2 \sin^2 \gamma_1;$$

• сила тертя

$$T = fD_N = f \rho s v^2 \sin^2 \gamma_1, \tag{3.94}$$

де $\rho$ – щільність ґрунту, кг/м$^3$;
$s$ – поперечний переріз частинки, м$^2$;
$v$ – швидкість руху робочого органу, м/с;
$f$ – коефіцієнт тертя.

Умова руху частинки по профілю зуба виглядатиме так: якщо сила дотичної складової динамічного напору вища за силу $T$ тертя, то $D_t \geq T$, тобто, підставивши значення сил, одержимо, що

$$\rho s v^2 \cos^2 \gamma_1 \geq f \rho s v^2 \sin^2 \gamma_1 .$$

Скоротивши вираз на $\rho s v^2$, отримаємо залежність, в якій присутні тільки кут нахилу дотичної $\gamma_1$ і коефіцієнт тертя: $\cos^2 \gamma_1 \geq f \sin^2 \gamma_1$.

Після перетворення переходимо до виразу

$$\operatorname{tg} \gamma_1 \leq \sqrt{1/f} . \qquad (3.95)$$

Досить вагомим є вибір коефіцієнта тертя *f*. Для його вибору розглянемо рух двох часток $m_1$ і $m_2$ по профілю зуба *KE* відповідно до схеми (рис. 3.10,*б*).

Нехай часткою $m_1$, що рухається попереду частки $m_2$, є рослинна рештка чи корінь рослини з кутом тертя по сталі $\varphi_3$ і коефіцієнтом тертя $f_3$. Тоді іншою часткою буде частка ґрунту $m_2$ – з кутом тертя по сталі $\varphi_1$ і коефіцієнтом тертя $f_1$.

Можливі два випадки.

*Випадок 1.* Кут тертя рослинної рештки чи кореня рослини по металу $\varphi_3$ і відповідно коефіцієнт тертя $f_3$ більші, ніж кут тертя ґрунту по металу $\varphi_1$.

Тоді $\varphi_3 > \varphi_1$ і $f_3 > \varphi_1$, що призводить до перевищення сили тертя бур'янів по сталі над силою тертя ґрунту по сталі. При цьому на бур'яни буде діяти сила динамічного напору, що визначається за формулою (3.93). У цьому випадку сила динамічного напору $D_{t_1}$ повинна бути більше сили тертя ґрунту по сталі $D_{t_1} \geq T_3$. Тому для забезпечення руху бур'янів умова (3.95) має виглядати так:

$$\gamma_1 \leq \operatorname{arctg}\left(\sqrt{1/f_{3_{\max}}}\right), \qquad (3.96)$$

де $f_{3_{\max}}$ – максимальний коефіцієнт тертя бур'янів по металу.

*Випадок 2.* Кут тертя бур'янів по металу $\varphi_3$ і коефіцієнт тертя $f_3$ менше кута тертя ґрунту по металу $\varphi_1$. Тоді $\varphi_3 < \varphi_1$ та $f_3 < \varphi_1$ і відповідно сила тертя ґрунту по сталі перевищує силу тертя рослинної рештки по сталі $T_1 > T_3$. Такі значення кутів тертя призводять до того, що

силу динамічного напору буде сприймати частка ґрунту, тобто $D_{t_1} \geq T_1$. У цьому випадку умова, що забезпечує рух бур'янів і ґрунту, повинна виглядати як

$$\gamma_1 \leq \operatorname{arctg}\left(\sqrt{1/f_{1_{\max}}}\right), \tag{3.97}$$

де $f_{1_{\max}}$ – максимальний коефіцієнт тертя ґрунту по металу.

Для універсальної культиваторної лапи необхідно приймати той коефіцієнт тертя, який більший за значенням.

Розрахувавши кут $\gamma_0$ за виразом

$$\gamma_0 = \gamma_1 - 7°, \tag{3.98}$$

знайдемо кут нахилу напрямної.

Отримані значення кутів тертя ґрунту по сталі свідчать про те, що найбільший кут тертя мають важкі суглинки і глини ($\varphi_1 = 42°$) – табл. 3.2.

Максимальний кут тертя коренів рослин по сталі, згідно з останніми дослідженнями [27, 54], дорівнює $\varphi_1 = 44°40'$.

Таблиця 3.2. Межі зміни кута тертя ґрунту по сталі

| № п/п | Тип ґрунту | Кут тертя ґрунту по сталі $\varphi_1$, град | Коефіцієнт тертя ґрунту по сталі $f_1$ |
|---|---|---|---|
| 1. | Супіщаний | 26°30′ – 35° | 0,499 – 0,7 |
| 2. | Легко- і середньосуглинистий | 19°30′ – 26º30′ | 0,354 – 0,499 |
| 3. | Важкі суглинки і глини | 31° – 42° | 0,601 – 0,9 |

Таблиця 3.3. Межі зміни кута нахилу напрямної залежно від типу ґрунту, град

| Тип ґрунту | Кут тертя ґрунту по сталі $\varphi_1$ | Максимальний кут тертя рослинних решток по сталі $\varphi_3$ | Кут нахилу твірної $\gamma_0$ |
|---|---|---|---|
| Супіщаний | 26°30′ – 35° | 37 | 27° |
| Легко- і середньосуглинисті | 19°30′ – 26°30′ | 37 | 27° |
| Важкі суглинки і глини | 31° – 42° | 37 | 31° |

Базуючись на наведених даних та відповідно до формули (3.98), у табл. 3.3 наведено значення кутів нахилу твірної. Мінімальним кутом

нахилу напрямної є кут 27°, котрий потрібно приймати при розробці конструкції лапи.

### *3.2.4. Обґрунтування радіуса кола напрямної кривої носка лапи*

Лезо традиційної культиваторної лапи являє собою симетричний клин, направлений лезом уперед. У процесі роботи носок лапи спрацьовується в першу чергу і стає заокругленим, інтенсивність спрацювання дещо знижується. Цей факт підтверджує те, що на гострому носку лапи нормальний тиск ґрунту значно вищий, ніж на заокругленому, тому є доцільним виконувати лезо лапи складовим з дуги кола і прямих ліній, спряжених у точках дотику.

Для обґрунтування радіуса кола розглянемо контактну теорію пружності відповідно до результатів досліджень [50, 61, 62].

У разі стиску ґрунту деформатором, яким якого виступає лезо лапи по ділянці контакту, функція напруження $\sigma(y)$ буде виражена рівнянням [6]:

$$\sigma(y) = \frac{P + Aa^2 - 2Ay^2}{\pi\sqrt{a^2 - y^2}}, \tag{3.99}$$

де $P$ – рівнодіюча зовнішніх сил, Н;

$a$ – півширина контакту, м;

$A$ – деяка стала, що залежить від геометричної форми тіл та їх пружних сталих $w_1$ і $w_2$.

Стала $A$ визначається залежністю

$$A = \frac{f_1''(0) + f_2''(0)}{2(w_1 + w_2)}, \tag{3.100}$$

де

$$w_1 = \frac{2\left(1 - \mu_1^2\right)}{\pi E_1} \quad \text{і} \quad w_2 = \frac{2\left(1 - \mu_2^2\right)}{\pi E_2}. \tag{3.101}$$

У рівняннях (3.100) і (3.101) прийняті такі позначення:

$f_1''(0)$ і $f_2''(0)$ – інші похідні від рівнянь профілів поперечного перетину взаємодіючих тіл у точці симетрії ділянки контакту $(y = 0)$;

$\mu_1$ і $\mu_2$ – коефіцієнти Пуассона сталі і ґрунту, відн. од.;

$E_1$ і $E_2$ – модулі пружності сталі і ґрунту, кг/с$^2$м.

Рівняння профілю ґрунту і площини контакту при $b/2$ можна представити у вигляді напівпростору з постійною ординатою $z = f_2(y) = \text{const}$; тому $f_2''(0) = 0$. У свою чергу при взаємодії культиваторної лапи і ґрунту можна вважати, що лапа порівняно з ґрунтом абсолютно жорстка, оскільки виготовлена зі сталі, відповідно $E_1 = \infty$. Тоді $w_1 = 0$, а рівняння (3.100) буде мати вигляд

$$A = f_1''(0)/(2w_2).$$

Так як коефіцієнт Пуассона для ґрунту малий, то величина $w_2$ становитиме

$$w_2 = \frac{2}{3{,}14 \cdot E_2}, \tag{3.102}$$

де модуль пружності $E_2$ знаходиться в межах $E_2 = (4{,}26 - 5{,}44) \cdot 10^6$ кг/с$^2$м [61, 62] $w_2 = (0{,}15 - 0{,}12) \cdot 10^{-6}$ с$^2$·м/кг.

Лезо лапи складається з двох ділянок – дуги кола і клина, тому розглянемо деформацію ґрунту кожною ділянкою окремо.

Кругла ділянка носка леза описується рівнянням кола, центр якого лежить на оси симетрії *Ox*

$$f_1 = (x - r)^2 + y^2 = 0, \tag{3.103}$$

де *r* – радіус кола носка лапи, м.

Диференціюючи рівняння (3.103) як функцію, що задана неявно, маємо

$$x'_y (x - r) + y = 0,$$

звідки перша похідна дорівнює

$$x'_y = -\frac{y}{x-r}.$$

Диференціюючи вдруге, отримаємо, що

$$x'_y = -\frac{x+r+y\cdot x'y}{(x-r)^2}.$$

Підставляючи в отриманий вираз значення першої похідної і враховуючи, що $x=\sqrt{r^2-y^2}+r$, у кінцевому випадку будемо мати вираз для визначення другої похідної

$$f_1''= -\frac{r^2}{\sqrt{\left(r^2-y^2\right)^3}},$$

який при $y=0$ дорівнює

$$f_1''(0) = -1/r. \tag{3.104}$$

Представимо рівнодіючу *P* як добуток питомого опору ґрунту при обробітку $k_y$ на ширину захвату лапи

$$P = k_y \cdot b. \tag{3.105}$$

Питомий тиск ґрунту під час обробітку $k_y$ знаходиться в межах $k_y = 4-6$ Н/см$^2$ [96], або $k_y = (4-6)\cdot 10^4$ Н/м$^2$, а ширина культиваторних лап становитиме 270 і 330 мм, тому матимемо певні межі зміни рівнодіючої: $P = (1{,}08-1{,}92)\cdot 10^4$ Н. У подальшому орієнтуємося на більше значення рівнодіючої.

Розв'язуючи сумісно вирази (3.99), (3.104), отримаємо рівняння розподілення напружень у ґрунті в такому вигляді:

$$\sigma_1(y) = \frac{2P}{\pi a}\sqrt{a^2-y^2}\ , \tag{3.106}$$

де $a=\sqrt{2\,\mathrm{Pr}\,w_2}$.

Підставивши числове значення в залежність (3.106), отримаємо функцію розподілення напружень, що викликає носок лапи для заданих умов,

$$\sigma_1(y) = \frac{2 \cdot 1{,}92 \cdot 10^4}{3{,}14 \cdot 0{,}076 \cdot r} \sqrt{0{,}076 \cdot r^2 - y^2} = \frac{1{,}6 \cdot 10^4}{r} \sqrt{0{,}076 \cdot r^2 - y^2} \ . \quad (3.107)$$

Як видно з отриманого рівняння, напруження в ґрунті при $y = b/2$ дорівнює нулю $\sigma_1(b/2) = 0$, а при $y = 0$ дорівнюватиме своєму максимальному значенню $\sigma_1(0) = \sigma_{1\max} = 0{,}451 \cdot 10^5$ Н/м$^2$.

Лінійна частина леза описується рівнянням $x = \operatorname{ctg}\gamma_0 |y|$.

У цьому випадку розподілення напружень у ґрунті описуватиметься залежністю

$$\sigma_2(y) = \frac{2P}{\pi a} \ln \frac{a - \sqrt{a^2 - y^2}}{|y|}, \quad (3.108)$$

де $a = \dfrac{\pi \cdot P \cdot w_2}{2 \operatorname{ctg}\gamma_0}$.

Підставляючи числові значення в рівняння (3.108), отримаємо вираз, що описує функцію напружень для лінійної ділянки леза лапи,

$$\sigma_2(y) = 2{,}72 \cdot 10^6 \cdot \operatorname{ctg}\gamma_0 \cdot \ln \frac{\dfrac{0{,}45 \cdot 10^{-2}}{\operatorname{ctg}\gamma_0} - \sqrt{\left(\dfrac{0{,}45 \cdot 10^{-2}}{\operatorname{ctg}\gamma_0}\right)^2 - y^2}}{|y|}. \quad (3.109)$$

При $y = 0$ напруження в ґрунті перед носком лапи рівні нескінченності, тобто $\sigma_2(0) = \sigma_{2\max} = \infty$, того часу як на кінцях лапи, коли $y = b/2$, вони дорівнюють нулю, або $\sigma_2(b/2) = 0$.

Застосувавши принцип суперпозиції, можливо скласти епюру сумарних напружень, що визначається сумою напружень від дуги кола і лінійної ділянки леза,

$$\sigma(y) = \sigma_1(y) + \sigma_2(y). \quad (3.110)$$

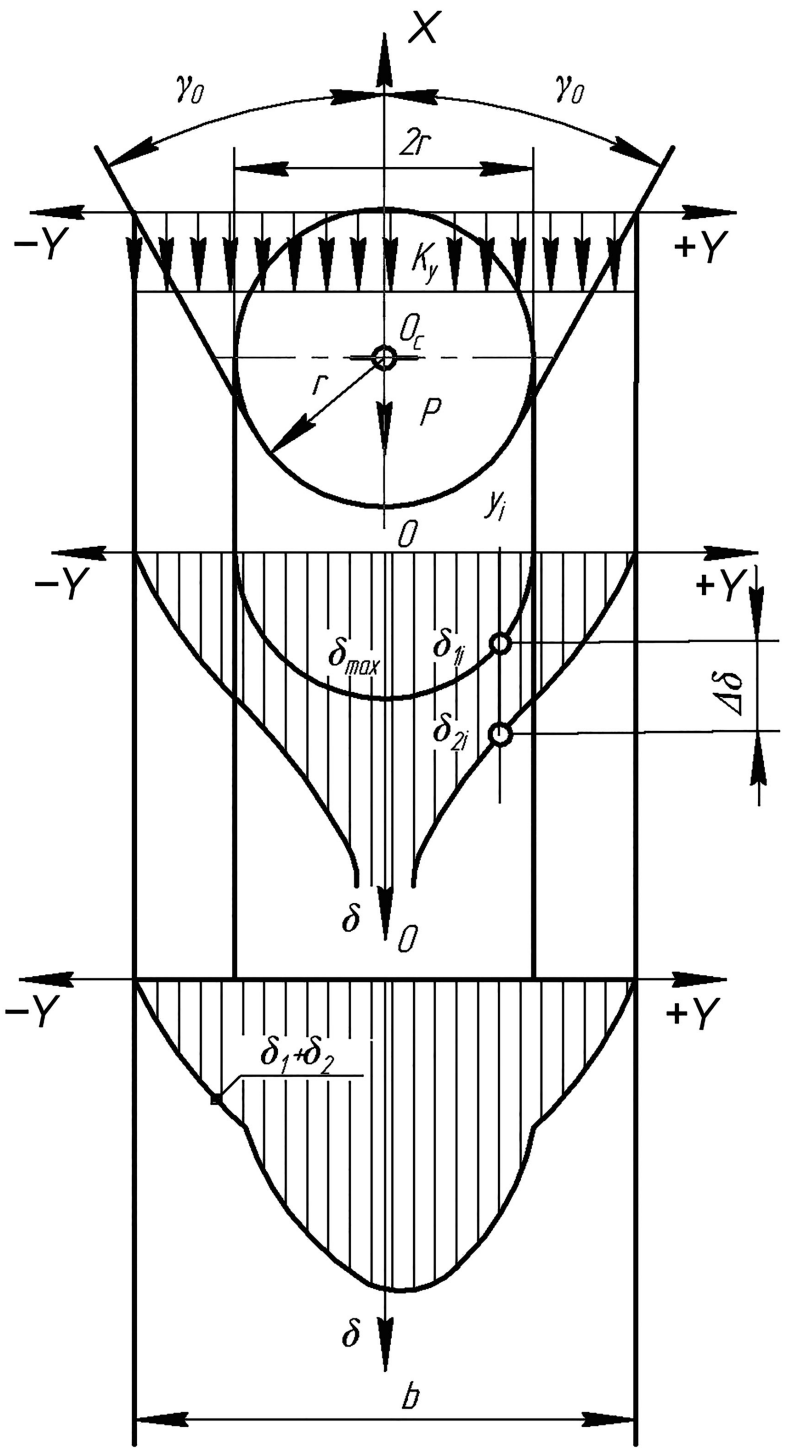



Рис. 3.11. Епюри напружень в ґрунті, які викликають різні ділянки леза лапи

Як видно з наведених виразів (3.107), (3.109), напруження в ґрунті, що викликає лезо лапи, залежать від радіуса носка лапи і кута нахилу лінійної частини і описуються рівнянням

$$\Delta\sigma(y)=\sigma_1(y)-\sigma_2(y)=\frac{1,6\cdot10^4}{r}\sqrt{0,076\cdot r^2-y^2}-$$

$$-2,72\cdot10^6\cdot\operatorname{ctg}\gamma_0\cdot\ln\frac{\dfrac{0,45\cdot10^{-2}}{\operatorname{ctg}\gamma_0}-\sqrt{\left(\dfrac{0,45\cdot10^{-2}}{\operatorname{ctg}\gamma_0}\right)^2-y^2}}{|y|}. \quad (3.111)$$

Прирівнявши різницю напружень нулю, одержимо, що $\Delta\sigma(y)=\sigma_1(y)-\sigma_2(y)=0$.

Графіки залежності напружень у ґрунті для різних ділянок леза лапи наведено на рис. 3.11.

Запишемо різницю напружень для наведених ділянок леза та отримаємо рівність напружень у ґрунті на межі, що спричиняють різні ділянки леза

$$\frac{1,6\cdot10^4}{r}\sqrt{0,076\cdot r^2-y^2}=$$

$$=2,72\cdot10^6\cdot\operatorname{ctg}\gamma_0\cdot\ln\frac{\dfrac{0,45\cdot10^{-2}}{\operatorname{ctg}\gamma_0}-\sqrt{\left(\dfrac{0,45\cdot10^{-2}}{\operatorname{ctg}\gamma_0}\right)^2-y^2}}{|y|} \quad (3.112)$$

Отриманий вираз встановлює залежність між радіусом носка лапи *r* та кутом нахилу $\gamma_0$ лінійної ділянки леза.

### *3.2.5. Обґрунтування кута встановлення крила лапи до горизонтальної площини*

Культиваторна лапа є універсальним знаряддям, тому кут $\alpha$ постановки площини крила лапи повинен, по-перше, забезпечити якісне кришення ґрунту, оскільки за передпосівного обробітку його культиваторна лапа є основним робочим органом; по-друге, сприяти руху ґрунту по поверхні крила лап без згруджування, яке призведе до інтенсивного обгортання лапи рослинними рештками.

Розглянемо величину кута $\alpha$, базуючись на останніх розробках теорії розпушення ґрунту.

Сколювання ґрунту відбувається по тріщинах *AB*, під кутом $\psi$ до лінії горизонту (рис. 3.12). Це відбувається тоді, коли напруження в тріщині $\sigma_1$ стає вищим за межу міцності на зсув.

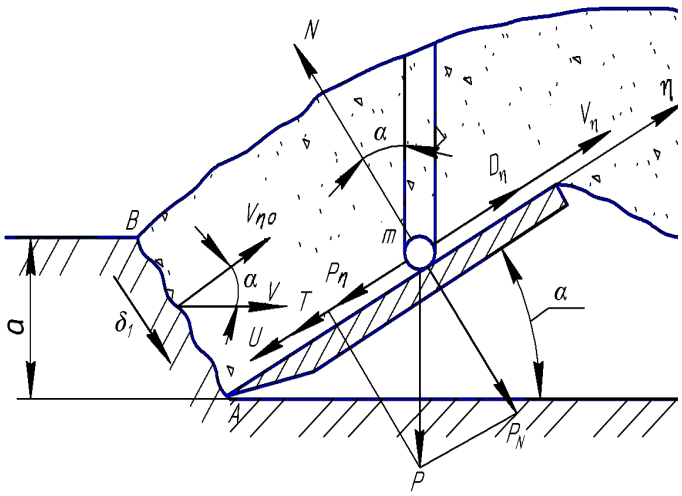



Рис. 3.12. Схема сил, що діють на частку ґрунту

Сучасні напрацювання з теорії розпушення ґрунту [25, 74] встановлюють зв'язок між напруженням $\sigma_1$ і кутом постановки клина $\alpha$

$$\sigma_1 = \frac{T \cdot \sin \varphi_2}{d_z \cdot S_i \cdot \cos(\alpha + \varphi_2)}, \tag{3.113}$$

де $T$ – сила зчеплення часток, Н;

$\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту, град;

$d_z$ – товщина стружки, м;

$S_i$ – переміщення клина в ґрунті до появи наступної тріщини, м.

Сила тертя часток визначається за формулою

$$T = C \cdot F_c, \tag{3.114}$$

де $C$ – питоме зчеплення часток, Н/м$^2$;

$F_c$ – площа сколу, м$^2$.

Питоме зчеплення часток для різних ґрунтів знаходиться в межах $C$ = 1,7 - 3,4 кН/м$^2$ за вологості 18 %. Найбільше значення $C$ = 3,4 кН/м$^2$ відповідає суглинистому ґрунту, тому в подальших розрахунках будемо використовувати саме це значення.

Із елементарних геометричних співвідношень площа сколення дорівнює

$$F_c = \frac{b \cdot a}{2 \sin \gamma_o \cos \psi}, \tag{3.115}$$

де $a$ – глибина обробітку, м;

$b$ – ширина захвату лапи, м.

Враховуючи, що кут нахилу тріщини рівний $\psi = 45°$, вираз (3.115) можливо представити у вигляді

$$F_c = \frac{b \cdot a}{1,41 \cdot \sin \gamma_o}. \tag{3.116}$$

Підставляючи значення $F_c$ з рівняння (3.116) і $C = 3,4$ кН/м$^2$ у формулу (3.114), отримаємо силу зчеплення часток ґрунту, виражену через технологічні параметри,

$$T = 3,4 \frac{b \cdot a}{1,41 \cdot \sin \gamma_o} = 2,4 \frac{b \cdot a}{\sin \gamma_o}. \tag{3.117}$$

Середнє переміщення клина в ґрунті до утворення наступної тріщини в середньому дорівнює $S_i = 0,025$ м [96], товщина стружки, що зрізується – максимальній глибині обробітку $d_z = a$, тоді напруження $\sigma_1$ становитиме

$$\sigma_1 = \frac{2,4 \cdot b \cdot \sin \varphi_2}{\sin \gamma_o \cdot S_i \cdot \cos(\alpha + \varphi_2)}. \tag{3.118}$$

На рис. 3.13 наведені напруження в ґрунті, які отримані з використанням залежності (3.118). Як випливає з графіків, зі збільшенням кута встановлення крила лапи до горизонту напруження в ґрунті по лінії тріщини збільшується, причому це збільшення суттєво залежить від типу ґрунту. Наприклад, при $\alpha = 20°$ для супіщаного ґрунту з кутом внутрішнього тертя $\varphi_2 = 22,5°$ напруження

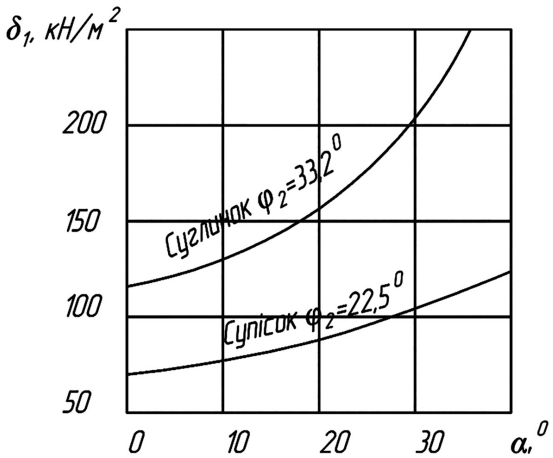



Рис. 3.13. Графіки напружень у ґрунті залежно від кута $\alpha$ і типу ґрунту

$\sigma_1$ = 89,4 кН/м$^2$, а для суглинистого ґрунту $\sigma_1$ = 159,5 кН/м$^2$, що майже в два рази більше.

Заслуговує на увагу той факт, що при куті $\alpha = 0$ у ґрунті все одно будуть виникати напруження $\sigma_1$, однак їх значення не великі порівняно з межею міцності на зсув $[\sigma_{зсув.}] = 1{,}2 \cdot 10^4$ Н/м$^2$, що призведе до утворення тріщини і, як наслідок, до значного брилоутворення.

Граничне напруження зсуву дорівнює $[\sigma_{зсув.}] = 102$ Н/м$^2$, тому стійкому тріщиноутворенню і кришенню буде відповідати кут $\alpha = 26 - 28°$, що підтверджується експериментальними даними.

Під час обґрунтування кута $\alpha$, з огляду на забезпечення руху ґрунту, розглянемо рух частки ґрунту, прийнявши такі допущення:

- ґрунт є однорідним середовищем;
- маса частки зосереджена в точці.

Після сколення частка ґрунту потрапляє на площину крила культиваторної лапи і рухається по осі $A_\eta$ зі швидкістю $v_\eta$ (рис. 3.12).

Силою, що надає руху точці, буде сила динамічного напору

$$D_\eta = \rho \cdot S \cdot v_\eta^2,$$

де $\rho$ – щільність ґрунту, кг/м$^3$;

$S$ – площа поперечного перетину частки, м$^2$.

Силами, що надає руху частці, виступають:

- сила тертя $T = f_1 \cdot P_N$;
- сила прилипання $U = P_0 \cdot S_k$,

де $P_N$ – нормальна складова всіх сил, що діють на частку ґрунту при русі по площині крила лапи, Н;

$f_1$ – коефіцієнт тертя ґрунту по сталі, відн. од.;

$P_0$ – питома сила прилипання ґрунту до сталі, Н/м$^2$;

$S_k$ – площа контакту частки ґрунту і лапи, м$^2$.

Нормальна складова усіх сил, що діють на частку ґрунту, є сумою нормальної складової від сили тяжіння частки

$$P_{N1} = m \cdot g \cdot \cos\alpha$$

і сили тяжіння ґрунту, який знаходиться над часткою,

$$P_{N2} = s \cdot \rho \cdot \frac{a}{\cos\alpha},$$

де $g$ – прискорення сили тяжіння, м/с$^2$.

Отже, силу тертя можна записати як

$$T = f_1 \cdot P_N = f_1\left(P_{N1} + P_{N2}\right) = f_1\left(mg\cos\alpha + s\rho\frac{a}{\cos\alpha}\right).$$

Окрім сил тертя $T$ і прилипання $U$, руху частки буде перешкоджати тангенціальна складова сили тяжіння

$$P_\eta = m \cdot g \cdot \sin\alpha\ .$$

На основі діючих сил складемо диференціальне рівняння руху частки відносно осі $A\eta$

$$m\frac{d^2\eta}{dt^2} = D_\eta - T - P_\eta - U\,, \tag{3.119}$$

де $m$ – маса частки ґрунту, кг.

Підставивши значення сил $D_\eta, T, U, P_\eta$ і представивши ліву частину як похідну складної функції

$$\frac{d^2\eta}{dt} = \frac{dv_\eta}{d\eta}\cdot\frac{d\eta}{dt} = \frac{dv_\eta}{d\eta}\cdot v_\eta,$$

отримаємо диференціальне рівняння (3.119)

$$mv_\eta\frac{dv_\eta}{d\eta} = \rho S v_\eta^2 - f_1\left(mg\cos\alpha + s\rho\frac{a}{\cos\alpha}\right) - mg\sin\alpha - P_0 S_k\,. \tag{3.120}$$

Провівши перетворення, одержимо диференціальне рівняння з відокремлюваними змінними

$$d_\eta = m\frac{v_\eta dv_\eta}{Av_\eta^2 - B}, \tag{3.121}$$

де $A = \rho \cdot S$;

$$B = f_1 \left( mg \cos\alpha + s\rho \frac{a}{\cos\alpha} \right) - mg \sin\alpha - P_0 S_k .$$

Інтегруючи рівняння (3.121), отримаємо, що

$$\eta = \frac{m}{2A} \ln \left| A v_\eta^2 - B \right| + C . \qquad (3.122)$$

Сталу інтегрування *C* визначимо на основі початкових умов

$$\eta_0 = 0 , \; v_{\eta_o} = v \cdot \cos\alpha ,$$

де *v* – швидкість руху культиватора, м/с.

Підставляючи значення $\eta_0$ і $v_{\eta_o}$ в рівняння (3.122), маємо

$$C = -\frac{m}{2A} \ln \left| A v^2 \cos^2\alpha - B \right| = -\frac{m}{2A} \ln \left| A v_{\eta 0}^2 - B \right| .$$

У кінцевому варіанті швидкість частки $v_\eta$ дорівнюватиме

$$\eta = \frac{m}{2A} \ln \left| A v_\eta^2 - B \right| - \frac{m}{2A} \left| A v^2 \cos^2\alpha - B \right| ,$$

або

$$\eta = \frac{m}{2A} \ln \left| \frac{A v_\eta^2 - B}{A v^2 \cos^2\alpha - B} \right| . \qquad (3.123)$$

Для побудови графіка залежності $\eta = \eta(v_\eta)$ приймемо такі числові значення для величин, що входять у рівняння: щільність ґрунту в горизонті, що обробляється $\rho = 1600$ кг/м$^3$ [33]; максимальне значення коефіцієнта тертя ґрунту по сталі $f_1 = 0,38$ [74]; сила питомого прилипання $P_0 = 15$ г/см$^2$, або 1471 Па [14]; площа поперечного перетину ґрунтової частки $S = 3,14 \cdot 10^{-4}$ м$^2$ при її радіусі 0,01 м; маса частки, виходячи з максимального значення щільності ґрунту $m = \rho \cdot 4,189 \cdot 0,01^3 = 1600 \cdot 4,189 \cdot 0,01^3 = 6,7 \cdot 10^{-3}$ кг; площу контакту

ґрунтової частки і поверхні лапи приймаємо $S_k = 3{,}14 \cdot 0{,}005^2 = 7{,}85 \cdot 10^{-5}$ м (рис. 3.14).

Як бачимо на рис. 3.14, незалежно від швидкості руху культиватора і кута нахилу культиваторної лапи зі збільшенням шляху, пройденого часткою, швидкість руху знижується. Це пов'язано з тим, що після сколення частка ґрунту, отримавши початковий поштовх, у подальшому рухається за інерцією. Отже, довжина крила лапи не повинна перевищувати шлях, що пройдений часткою ґрунту, інакше буде виникати згруджування ґрунту.

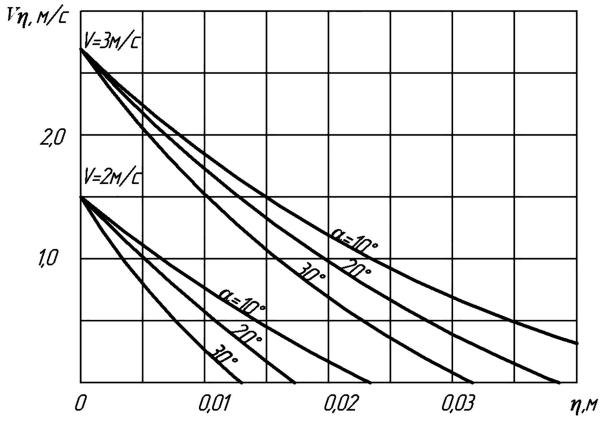



Рис. 3.14. Графіки залежності швидкості руху частки ґрунту $v_\eta$ у функції пройденого шляху $\eta$ і кута розпушення $\alpha$

### *3.2.6. Формування напрямної кривої поверхні лапи*

Основними вихідними даними під час проектування культиваторної лапи з локальними елементами зміцнення є:

тип ґрунту, його кути зовнішнього $\varphi_1$ і внутрішнього $\varphi_2$ тертя, град;

$\gamma_1$ – кут нахилу дотичної до профілю зуба, град;

$\varphi_3$ – кут тертя бур'янів по сталі, град;

$b$ – ширина захвату лапи, м;

$h$ – глибина обробітку, м;

$h_e$ – крок між локальними елементами зміцнення по лезу лапи, м;

$F(S_ш)$ – функція кута нахилу локальних елементів по лезу.

Кут нахилу дотичної до профілю зуба $\gamma_1$ приймається (табл. 3.3) на основі сходу бур'янів і ґрунту по лезу лапи; $\gamma_1 = 27 - 31°$.

Ширина захвату $b$ – 230, 270, 330 мм. Цей параметр повинен співпадати із шириною захвату стандартних лап, оскільки розміщення

робочих органів на культиваторах більшості марок базується саме на цих розмірах.

Крок розташування елементів локального зміцнення $h_e$ приймається з умови утворення зубів; $h_e$ = 20-50 мм.

Функція кута нахилу локальних елементів по лезу $\varepsilon(h_e)$ визначається з умови найбільш тривалого збереження профілю зуба. У главі 4 експериментально встановлено, що $\varepsilon = \text{const}$ і мінімальне спрацювання зубів відбувається при $\varepsilon = 20°$.

Напрямна крива поверхні культиваторної лапи являє собою поєднання дуги кола і прямих ліній, тому розглянемо формування кожного елемента окремо.

Визначення радіуса дуги носка лапи будемо проводити на основі деформацій, що виникають у ґрунті. Для цього по номограмі (рис. 3.15), побудованій відповідно до рівняння (3.111), визначимо мінімальну різницю напружень у ґрунті, які виникають на різних ділянках леза.

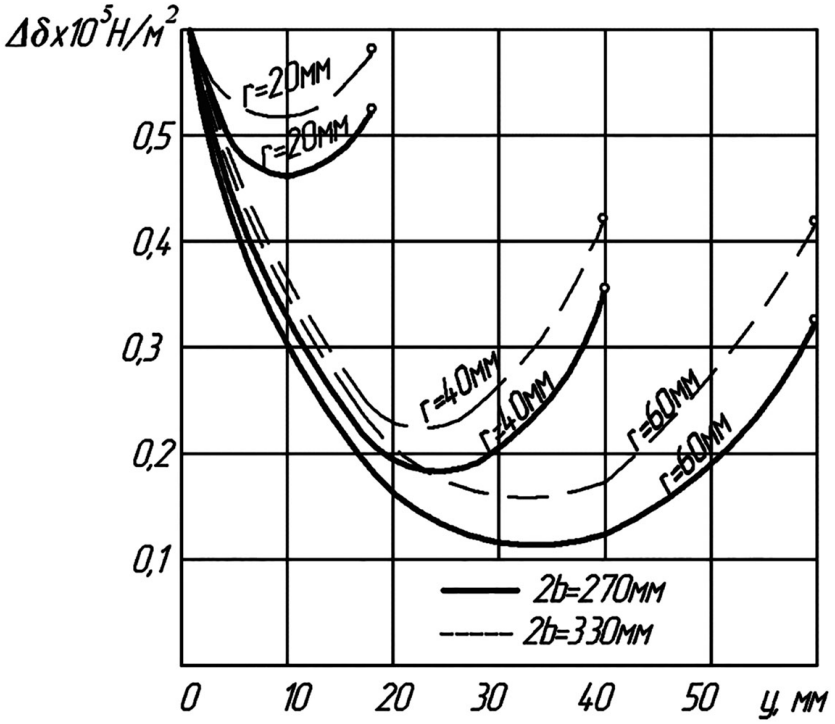



Рис. 3.15. Номограма для визначення радіуса носка лапи

На ділянці $y$ = 0 – 30 мм найбільше напруження виникає в межі зміни радіуса носка лапи $r$ = 20 - 40 мм. Так, при $r$ = 20 мм різниця

напружень, що викликається різними профілями, дорівнює $\Delta\sigma = 0,47 \cdot 10^5$ Н/м$^2$, а при $r = 40$ мм становить $\Delta\sigma = 0,25 \cdot 10^5$ Н/м$^2$.

Під час вибору радіуса носка лапи потрібно враховувати, що за високих напружень у ґрунті відбувається його кришення з причини енергії стиску, того часу як низькі напруження забезпечують тільки сколювання шару ґрунту, який призводить до утворення грудок великого розміру.

Кут нахилу напрямної знайдемо з номограми, що наведена на рис. 3.16. Як видно з характеру залежностей кутів тертя ґрунту по сталі, кут нахилу напрямної $L$ знаходиться в межах $\gamma_0 = 27 - 31°$, незважаючи на те, що залежність кута тертя ґрунту по сталі $\varphi_1$ має хвилеподібний характер.

Визначивши радіус носка лапи $r$ і кут нахилу твірної $\gamma_0$, формуємо напрямну криву. Для цього визначимо параметри прямолінійної ділянки леза через координати точки $B$ (рис. 3.9)

$$x_B = r - r\sin\gamma_0, \quad y_B = r\cos\gamma_0. \tag{3.124}$$

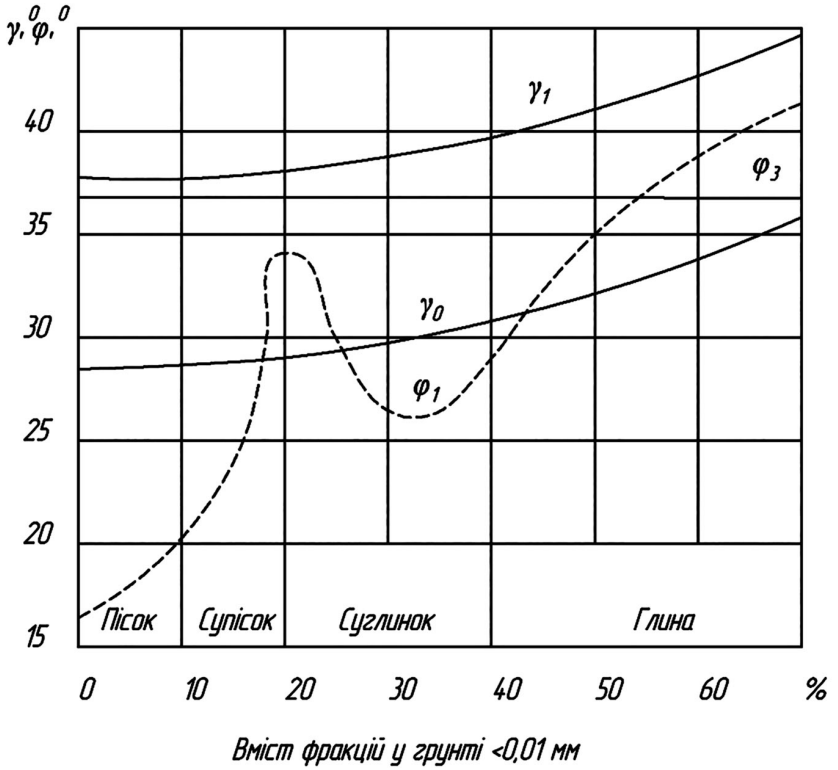



Рис. 3.16. Номограма для визначення нахилу напрямної

У такому випадку вільний член напрямної дорівнюватиме

$$d_1 = r\left[\cos\gamma_0 - \operatorname{tg}\gamma_0\left(1-\sin\gamma_0\right)\right].$$

Отримане рівняння дозволяє вираз для вільного члена $d$ записати простіше

$$d = 0,586r,$$

за максимального кута $\gamma_0 = 31°$.

Координати кінцевих точок напрямної $C$ знайдемо, підставивши в рівняння напрямної ширину захвату $y_C = b$

$$x_C = \frac{1}{\operatorname{tg}\gamma_0}\left\{b - r\left[\cos\gamma_0 - \operatorname{tg}\gamma_0\left(1-\sin\gamma_0\right)\right]\right\}.$$

Отже, рівняння напрямної можна представити як

$$\begin{aligned} &y^2 + \left(r-x\right)^2 = r^2, \text{ при } 0 \prec x \le x_B; \\ &y = \operatorname{tg}\gamma_0 x + r\left[\cos\gamma_0 - \operatorname{tg}\gamma_0\left(1-\sin\gamma_0\right)\right], \text{ при } x_B \le x \prec x_C. \end{aligned} \qquad (3.125)$$

За спрощеного варіанта проектування, коли кут нахилу твірної прийнятий $\gamma_0 = 31°$, рівняння напрямної буде мати вид:

$$\begin{aligned} &y^2 + \left(r-x\right)^2 = r^2 \text{ при } 0 \prec x \le x_B; \\ &y = \operatorname{tg}\gamma_0 x + 0,586r \text{ при } x_B \le x \prec x_C. \end{aligned}$$

Отримані дані слугують вихідними для проектування лапи.

За графічної побудови креслять систему координат $Oxy$ (рис. 3.17). На осі відкладають від початку координат радіус дуги кола носка лапи, отримуючи центр $O$. Точку переходу дуги в коло $B$ визначають, проводячи до дуги дотичну під кутом $\gamma_0$ до осі $Ox$. Кінцеву точку крила лапи отримаємо відкладанням ширини півзахвату $b/2$.

Побудову повторюємо для другої напівповерхні.

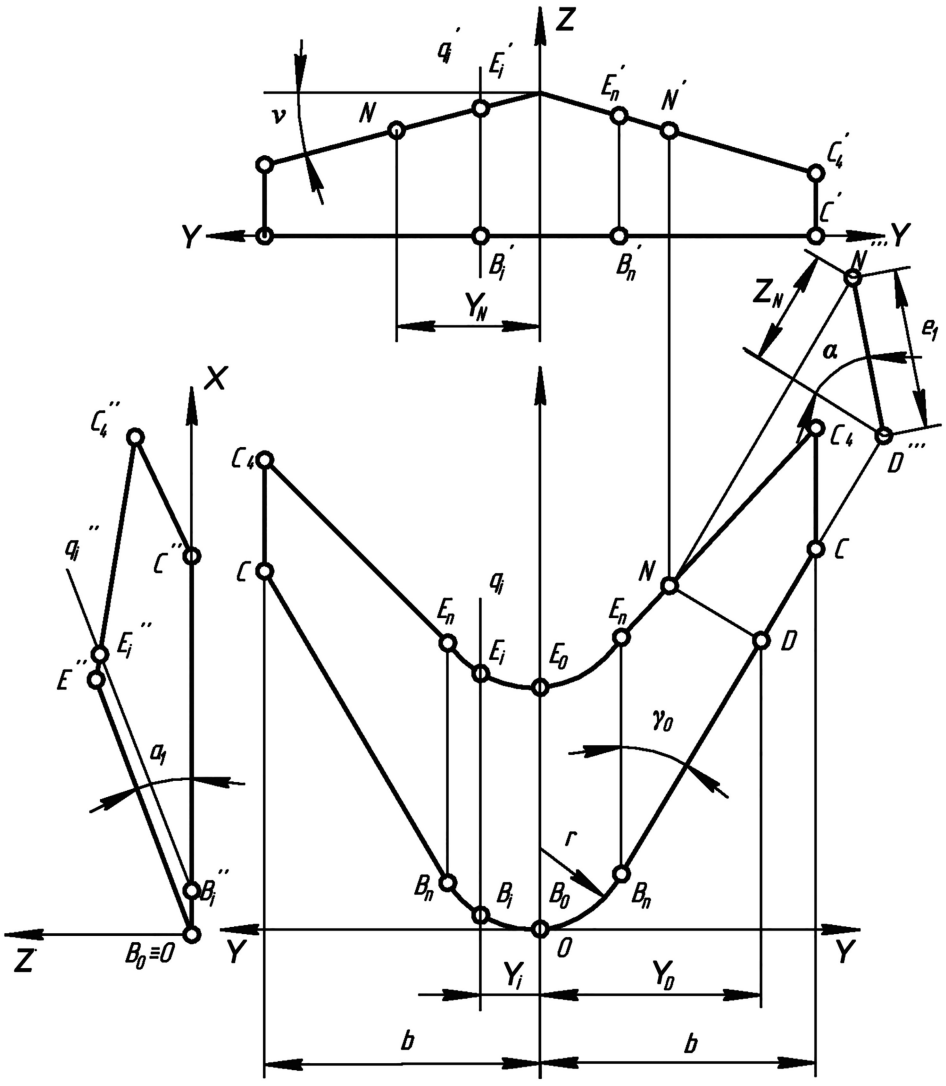



Рис. 3.17. Схема побудови поверхні лапи

## 3.3. Інженерна методика побудови поверхні лапи

### *3.3.1. Побудова профілю лапи*

Побудову поверхні починаємо з вибору кута $\alpha$ постановки площини лапи до горизонту.

Враховуючи значення напруження в ґрунті $\sigma_1$ і максимальне переміщення частинки по поверхні лапи $\eta_{\max}$, у межі допустимих значень виявляємо кут $\alpha$. Узагальнюючи залежності (3.118) і (3.123), можна рекомендувати такі значення кута $\alpha$: до 17° – різання; 17 – 26° – сколювання; вище 26° – розпушення.

Визначаємо кут нахилу твірної у поздовжньо-вертикальній площині

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sin\gamma_0}. \tag{3.126}$$

Записуємо рівняння циліндричної поверхні

$$z = \operatorname{tg}\alpha_1\left(x - z - \sqrt{r^2 - y^2}\right). \tag{3.127}$$

Підставляючи в рівняння (3.127) фіксовані значення координат, отримаємо переріз поверхні:

• на площині *Oxy*:

$$\alpha_z = \operatorname{tg}\alpha_1\left(x - r - \sqrt{r^2 - y^2}\right);$$

• на площині *Oxz*

$$z = \operatorname{tg}\alpha_1\left(x - r - \sqrt{r^2 - a_y^2}\right);$$

• на площині *Oyz*

$$z = \operatorname{tg}\alpha_1\left(a_x - r - \sqrt{r^2 - a_y^2}\right).$$

Положення площини крила лапи задаємо точками *B*, *C* і *N*. Координати точок *B* і *C* визначено вище. Для знаходження координат точки *N* знайдемо проміжну точку *D*, яка лежить на лезі лапи *BC*. Координата $y_D$ цієї точки дорівнюватиме

$$y_D = y_B + \frac{y_C - y_B}{2}. \tag{3.128}$$

У свою чергу координату $x_D$ розраховуємо за виразом

$$x_D = x_B + \frac{y_C - y_B}{2\operatorname{tg}\gamma_0}. \tag{3.129}$$

Задавшись шириною крила лапи в середній частині, знайдемо координату $z_N$. Практика встановлює цей розмір у межах $l_1 = 40 - 50$ мм.

У цьому випадку

$$z_N = l_1 \sin\alpha . \tag{3.130}$$

Тоді координати точки *N* на площині *Oxy* визначимо як:

$$x_N = x_D + l_1 \cos\alpha \cdot \sin\gamma_0 ; \tag{3.131}$$

$$y_N = y_D - l_1 \cos\alpha \cdot \cos\gamma_0 . \tag{3.132}$$

Рівняння площини верхнього обрізу буде мати вигляд

$$z = -\operatorname{tg}\nu\, y + b_0 . \tag{3.133}$$

Підставивши значення координат точки *N*, через яку проходить площина верхнього обрізу, отримаємо значення параметра $b_0$

$$b_0 = z_N + y_N \cdot \operatorname{tg}\nu , \tag{3.134}$$

або

$$b_0 = l_1 \left(\sin\alpha - \cos\alpha \cos\gamma_0\right) + \frac{y_C + y_B}{2} \cdot \operatorname{tg}\nu . \tag{3.135}$$

Розв'язуючи сумісно рівняння циліндричної частини поверхні і площини обрізу, отримаємо лінію обрізу циліндричної частини:

• на горизонтальній площині *Oxy*

$$x = r - \sqrt{r^2 - y^2} - \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_1}\left(\operatorname{tg}\nu \cdot y \cdot b_0\right); \tag{3.136}$$

• на лобовій *Oyz*

$$x = z\left(1 + \frac{1}{\operatorname{tg}\nu}\right) + \sqrt{r^2 - \left(\frac{b_0 - z}{\operatorname{tg}\nu}\right)^2} . \tag{3.137}$$

Лінію обрізу крила лапи отримаємо шляхом розв'язання сумісно рівняння площини крила і площини обрізу:

• на горизонтальній площині проекції *Oxy*

$$y = -\frac{A}{B \cdot C \cdot \operatorname{tg} \nu} x + \frac{C \cdot b_o - D}{B - C \cdot \operatorname{tg} \nu}; \tag{3.138}$$

• на профільній площині проекції *Oxz*

$$z = \frac{A}{\operatorname{ctg} \nu \cdot B - C} x + \frac{B \cdot b_0 + D \cdot \operatorname{tg} \nu}{B - C \cdot \operatorname{tg} \nu}. \tag{3.139}$$

Координати точки переходу $E_n$ циліндричної частини поверхні в площині крила знайдемо в такий спосіб. Оскільки твірна $E_n$, по якій відбувається з'єднання поверхонь, паралельна поздовжній площині, то, підставляючи координату $y_B$ у рівняння площини обрізу, отримаємо координату $z_{E_n}$

$$z_{E_n} = -\operatorname{tg} \nu \cdot y_B + b_0. \tag{3.140}$$

Підставивши координати $y_B$ та $z_{E_n}$ у рівняння площини, знайдемо координату $x_{E_n}$ ,тобто

$$x_{E_n} = -\frac{1}{A}\left(By_B + Cz_{En} + D\right). \tag{3.141}$$

Боковий обріз крила лапи визначається точками *C* і $C_4$. Координати точки *C* рохраховано вище, а задавшись шириною півзахвату лапи $b/2$, установимо координати верхньої точки $C_4$. Тоді координата $x_{C4}$ на основі горизонтальної лінії верхнього обрізу буде знайдена як

$$x_{C4} = \frac{B \cdot C \cdot \operatorname{tg} \nu}{A}\left(\frac{C \cdot b_0 - D}{B - C \cdot \operatorname{tg} \nu} - b\right). \tag{3.142}$$

Підставивши значення ширини півзахвату $b/2$ у рівняння площини обрізу, визначимо координату $z_{C4}$

$$z_{C4} = -\operatorname{tg} \nu \cdot b + b_0. \tag{3.143}$$

Зведений алгоритм проектування поверхні буде виглядати так:

1) задаємося вихідними даними відповідно до підрозділу 3.2.6;

2) визначимо радіус циліндричної частини *r* лапи (рис. 3.15) і кут нахилу напрямної площини крила $\gamma_0$ (рис. 3.16);

3) обчислимо координати $x_B$, $y_B$ точки переходу дуги в пряму (3.124);

4) координати кінцевої точки $x_C$, $y_C$ крила знайдемо з виразу (3.125);

5) знайдемо кут кришення $\alpha$ (рис. 3.17);

6) встановимо кут нахилу твірної $\alpha_1$ (3.125);

7) для побудови каркасу поверхні визначимо крок твірних $y = b/n$, де $n$ – число твірна.

8) положення $i$-тої твірної визначимо координатами:

$$y_{i+1} = y_i + \Delta y;$$
$$x_{i+1} = \sqrt{r^2 - y\frac{2}{i+1}} + r;$$

9) за формулами (3.131) і (3.132) визначимо координати $x_N$, $y_N$, $z_N$ проміжної точки *N*;

10) встановимо параметри $\nu$ і $b_0$ положення площини обрізу (3.133);

11) за формулами (3.136) і (3.137) обчислимо координати точок $x_{E_i}, y_{E_i}, z_{E_i}$ верхнього обрізу лапи;

12) підставляючи координату $y_B$, визначимо за виразами (3.140) і (3.141) координати точки $E_n$ переходу циліндра в площину;

13) визначимо за рівняннями (3.142) і (3.143) координати $x_{C4}$, $z_{C4}$ крайньої точки $C_4$ крила лапи;

14) переріз поверхні в лобовій проекції будуємо, задаючись координатою $x$ фіксованим числом $x_j = \alpha_{x_j}$, де $j$ – номер перерізу; $j = 1, 2, 3, ..., m$:

• для циліндричної частини

$$z_{ji} = \operatorname{tg}\alpha_1 \left( \alpha_{xj} - r - \sqrt{r^2 - y_{ji}^2} \right);$$

• для площини

$$A\alpha_{x_j} + B_y + C_z + D = 0;$$

15) задаючись фіксованою координатою $z_k = \alpha_{z_k}$, де $k = 1, 2, 3, \ldots, k$; $k$ – номер горизонтального перерізу, будуємо горизонтальний перетин.

Для циліндричної поверхні координати точок перерізу дорівнювати: $\alpha_{z_k} = \operatorname{tg}\alpha_1\left(x_{ki} - r - \sqrt{r^2 - y_{ki}^2}\right)$, а для площини крила $A_x + B_y + C\alpha_{z_k} + D = 0$.

Наведений алгоритм проектування складової поверхні культиваторної лапи можна реалізувати в будь-якій системі програмування чи графічно. За графічної побудови в системі *Oxyz* використовують коло радіусом *r* (рис. 3.17), до якого проводять дотичні під кутом $\gamma_0$, іотримують напрямну криву. Дотик прямих ліній до кола відбувається в точках $B_n$.

Ширину крила $D'''N'''$ у середній частині лапи будуємо методом заміни площин проекцій, відклавши від горизонталі кут $\alpha$.

На лобовій поверхні по координатах $y_N$ та $z_N$ будуємо лобову проекцію точки $N'$, через яку під кутом $\nu$ проводимо лобову проекцію верхнього обрізу лапи; перетин верхнього обрізу лапи на лобовій проекції дає найвищу точку $E_0'$.

Задавшись рядом твірних $g_i'$, на лобовій проекції отримаємо ряд точок $E_i'$. Провівши на профільній площині проекцій проекції твірної $g_i''$ і відклавши на них координати $z_{E_i}'$, отримаємо горизонтальну і профільну проекції верхнього обрізу циліндричної частини лапи.

Відклавши півширину лапи *b*/2 по осі *Oy*, знайдемо точки *C* і $C_4$. Графічний спосіб побудови більш простий, ніж аналітичний, і дозволяє вносити корективи в процесі побудови.

### *3.3.2. Проектування розгортки поверхні лапи*

Розгортку поверхні лапи найпростіше будувати методом тріангуляції. Суть методу полягає в тому, що поверхня лапи розбивається на трикутники з подальшим знаходженням їх натуральних величин.

Тріангуляцію проводимо у такий спосіб. На напрямній кривій задаємо ряд точок $B_i (i = 0,1,2, ..., k)$ – рис. 3.18,*а*.

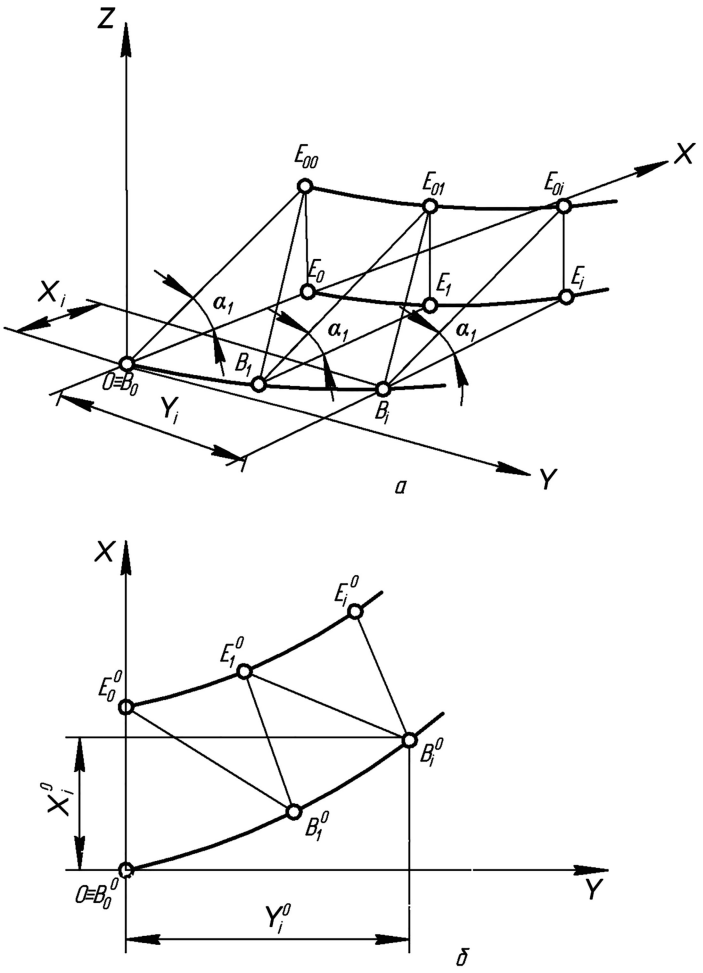



Рис. 3.18. Схема побудови розгортки лапи

Одночасно з цими точками задаємо точки $E_i$, які знаходяться на горизонтальній проекції верхнього обрізу лапи. Точки $B_i$ і $E_i$ визначають $i$-ту твірну циліндричної поверхні лапи. Тобто поверхня лапи розбивається на чотирикутники, $B_0B_1E_{00}E_{01}$, $B_1B_i\ E_{01}E_{0i}$, …, в яких бокові сторони паралельні між собою: $B_0E_{00} \parallel B_1E_{01} \parallel B_iE_{0i}$... З'єднавши точки $E_{00}$ і $B_1$, $E_{01}$ і $B_i$, $E_{0i}$ і $B_{i+1}$, отримуємо дві сітки трикутників. Верхню: $\Delta E_{00}E_{01}B_1$, $\Delta E_{01}E_{0i}B_2$, $\Delta E_{0i}E_{0(i+1)}B_{i+1}$ і нижню: $\Delta B_0B_1E_{00}$, $\Delta B_1E_{02}B_2$, $\Delta B_iE_{0(i+1)}B_{i+2}$. При тріангуляції дуги між точками $B_0$ і $B_1$, $B_1$ і $B_2$, …, $B_i$ і $B_{i+1}$, $E_0$ і $E_1$, $E_1$ і $E_2$, …, $E_i$ і $E_{i+1}$ замінюються хордами, довжина яких визначається співвідношеннями:

$$B_iB_{i+1} = \sqrt{\left(x_{B_{i+1}} - x_{B_i}\right)^2 + \left(y_{B_{i+1}} - y_{B_i}\right)^2}\,; \tag{3.144}$$

$$E_iE_{i+1} = \sqrt{\left(x_{B_{i+1}} - x_{B_i}\right)^2 + \left(y_{E_{i+1}} - y_{E_i}\right)^2}\,. \tag{3.145}$$

Натуральні величини відрізків твірних, які розташовані між точками $B_i$ і $E_{0i}$, визначимо за формулою

$$B_i^0E_i^0 = \frac{y_{E_i} - y_{B_i}}{\cos\alpha_1}\,. \tag{3.146}$$

Натуральні величини відрізків, що з'єднують точки $E_{0i}$ і $B_{i+1}$, визначимо по координатах цих точок:

$$B_{i+1}E_{0i} = \sqrt{\left(y_{E_i} - y_{B_{i+1}}\right)^2 + \left(x_{B_{i+1}} - x_{E_i}\right)^2 + \left(\frac{B_iE_i}{\cos\alpha_1}\right)^2}\,. \tag{3.147}$$

Розв'язуючи систему рівнянь, що складається з рівнянь кола, центри яких знаходяться в раніше визначених вершинах трикутників, будуватимемо розгортку поверхні.

У загальному випадку система рівнянь буде мати вигляд

$$\left.\begin{aligned}\left(x_{B_{i+1}} - x_{E_i}\right)^2 + \left(y_{B_{i+1}} - y_{E_i}\right)^2 &= \left(E_i^0B_{i+1}^0\right)^2\\ \left(x_{B_{i+1}} - x_{B_i}\right)^2 + \left(y_{B_{i+1}} - y_{B_i}\right)^2 &= \left(B_i^0B_{i+1}^0\right)^2\end{aligned}\right\}, \tag{3.148}$$

де $x_{i+1}$, $y_{i+1}$ – координати дослідженої точки (вершини трикутника), мм;

$x_i$, $y_i$ – координати центрів кіл, які знаходяться в точках $B$ і $E$, мм;

$E_i^0B_{i+1}^0$, $B_i^0B_{i+1}^0$ – сторони трикутників, які виконують роль радіусів та визначаються за формулами (3.144) і (3.147).

Щоб виключити «зайві» значення, які отримуємо під час видалення кореня, систему (3.148) можливо розв'язувати числовими методами [54].

# 4. КУЛЬТИВАТОРНІ ЛАПИ З КРИВОЛІНІЙНИМ ЛЕЗОМ

## 4.1. Вплив технологічних умов на параметри культиваторних лап

Одним із найважливіших параметрів у боротьбі з бур'янами є кут розхилу лапи $2\gamma_0$, оскільки безпосередньо від величини цього кута залежить рівень ефективності проведення такого важливого заходу.

У своїх роботах Синьооков Г.М. [91, 92], Василенко П.М. та Бабій П.Т. [15, 16, 17, 18], Кобець А.С. [44], Кленін Н.І. і Сакун В.А. [43] та інші досліджували загальну схему руху бур'янів по лезу лапи (рис. 4.1). Під час руху вздовж леза лапи на бур'яни діють зсувна сила і сила тертя. Бур'яни рухаються по лезу лише в тому випадку, коли виконується умова, що $F > T$.

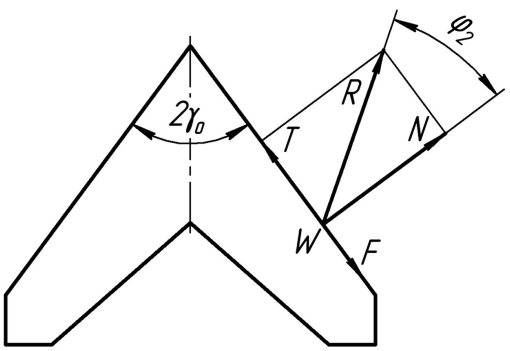



Рис. 4.1. Схема сил, що діють на бур'ян у момент повного контакту з лезом лапи за Синьооковим Г.М.: $W$ – бур'ян; $F$ – сила зсуву; $T$ – сила тертя; $R$ – повна реакція леза; $N$ – нормаль; $\varphi_2$ – кут тертя бур'яну по металу

Підставляючи значення сил в цю залежність, маємо

$$R \sin \gamma_0 \operatorname{tg} \varphi_2 > R \cos \gamma_0 , \tag{4.1}$$

де – $\varphi_2$ кут тертя бур'яну по лезу лапи.

Розділивши отриманий вираз на $R \sin \gamma_0$, запишемо

$$\operatorname{ctg} \gamma_0 > \operatorname{tg} \varphi_2 , \tag{4.2}$$

звідки приходимо до умови

$$\operatorname{tg}\left(90° - \gamma_0\right) > \operatorname{tg} \varphi_2 , \tag{4.3}$$

або

$$\gamma_0 < 90° - \varphi_2 . \tag{4.4}$$

Отриманий вираз хоча і встановлює принцип обґрунтування кута розхилу $2\gamma_0$, але не враховує величину сили *F*, яка залежить від швидкості руху культиватора.

Синьооков Г.М. [91] підкреслює, що значення кута $\gamma_0$ повинно бути таким, щоб підрізання бур'янів відбувалося ковзаючим різанням, а корені вирваних бур'янів ковзали вздовж леза. Невиконання цієї умови викликає обволікання леза, за якого стебла і корені бур'янів, утримувані силами тертя, скупчуються на крилах лап і лапи виглиблюються з ґрунту. Однією з причин такого явища учений вважав залипання лапи ґрунтом. Друга причина обволікання лап має динамічний характер, коли лезо лапи обволікається не нерухомими повислими бур'янами, а тими, що повільно ковзають уздовж нього.

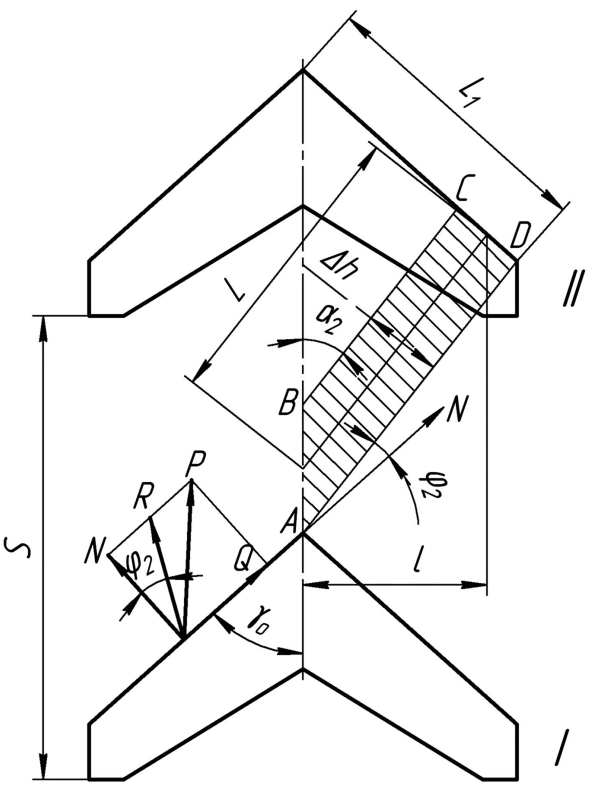


Рис.4.2. Схема, яка пояснює динамічне обволікання культиваторних лап

Динамічне обволікання бур'янами відбувається певним чином (рис. 4.2). При переміщенні лапи в зруйнованому шарі ґрунту з положення I в положення II бур'яни, що знаходяться на площі *ABCD*, зриваються з місця і, рухаючись уздовж леза, ковзають разом з лапою, скупчуються на ділянці *CD* леза лапи. Кількість бур'янів *n* на цій ділянці дорівнює:

$$n = iL\Delta h, \tag{4.5}$$

де $i$ – число бур'янів на одиниці площі поля;

$L$ – довжина середньої лінії трапеції $ABCD$;

$\Delta h$ – висота трапеції $ABCD$.

На схемі (рис. 4.2) видно, що довжина середньої лінії трапеції $ABCD$ дорівнює

$$L = \frac{l}{\cos(\varphi_2 + \gamma_0)}, \tag{4.6}$$

де $l$ – відстань від середньої лінії трапеції $ABCD$ до осі лапи.

Підставляючи отримане значення $L$ у формулу для обчислення кількості бур'янів і прийнявши $\Delta h = 1$, маємо

$$n = \frac{il}{\cos(\varphi_2 + \gamma_o)}. \tag{4.7}$$

Синьооков Г.М. [91] наголошує, що відповідно до залежності (4.7) може відбутися «перевантаження» лапи, за якого бур'яни накопичуватимуться на кінцях лапи.

Третьою причиною обволікання лап, за Синьооковим Г.М., є те, що лапи з великою шириною захвату, які більш інтенсивно обволікаються, встановлюються в другому ряду. Це призводить до того, що «лобовий опір» бур'яну, який знаходиться на кінці крила лапи другого ряду, може виявитися більшою тангенціальною складовою ґрунту, що рухається за рахунок ґрунту, налиплого на площину лапи.

У результаті дослідження Синьооков Г.М. [91] рекомендує такі значення параметрів для культиваторних лап: $2\gamma_0 = 55 - 60°$ для клейких і $2\gamma_0 = 75 - 80°$ для піщаних ґрунтів.

Бугайченко Н.В. [11] причиною обволікання лап бур'янами вважає збільшення сили тертя в процесі ковзання вздовж леза. Однак у роботі не враховується швидкість руху культиватора.

Григорян Ш. М. і Сухудян Р.А. [32] досить повно розглядають причини обволікання лап бур'янами за умови ковзання бур'яну – рис. 4.2

$$\frac{P}{Q} > \frac{1}{\cos\gamma_0(1-\operatorname{tg}\gamma_0\operatorname{tg}\varphi_2)}, \tag{4.8}$$

де $P$ – лобовий опір ґрунту;

$Q$ – бічний опір ґрунту.

Ця нерівність встановлює межу співвідношення лобового $P$ і бічного $Q$ опору ґрунту, коли ще можливе ковзання бур'яну.

На підставі силової схеми і виразу (4.8) виводиться таке співвідношення:

$$\frac{Q}{\sin\left[90^\circ-\left(\alpha_2+\gamma_0+\varphi_2\right)\right]} = \frac{R}{\sin\left(\alpha_2+\gamma_0\right)}, \tag{4.9}$$

де $\alpha_2$ – кут між абсолютною швидкістю руху бур'яну і напрямом руху культиватора;

$R$ – реакція леза, що визначається за формулою

$$R = \frac{P\sin\gamma_0}{\cos\varphi_2}. \tag{4.10}$$

Після підстановки і перетворень умова ковзання бур'яну прийме такий вигляд

$$\frac{P}{Q} > \frac{1}{\sin\gamma_0\left[\operatorname{ctg}\left(\alpha_2+\gamma_0\right)-\operatorname{tg}\varphi_2\right]}. \tag{4.11}$$

Згідно з дослідженням авторів, величина кута $\alpha_2$ описується залежністю

$$\alpha_2 = 46-\left(0,014\gamma_0+0,38\right)S_1-0,354\gamma_0, \tag{4.12}$$

де $S_1$ – величина зміщення бур'яну.

Підставляючи нерівність (4.11) у рівняння (4.12), дослідники рекомендують визначати кут розхилу лапи залежно від граничної відстані ковзання бур'янів $S_1$, а на підставі цих залежностей приймати ширину напівзахвату лапи за формулою

$$b = S_1\cdot\sin\gamma_0. \tag{4.13}$$

У результаті виконаних досліджень пропонується стрілчаста лапа, площина леза якої виконана під кутом до напряму руху, однак і в цьому випадку лезо залишається прямолінійним.

У роботах Попова І.Ф. [76], Кленіна Н.І. та Сакуна В.А. [43] показано, що залежність (4.7) носить односторонній характер. За умови мінімальної кількості бур'янів на лезі лапи автори наводять залежність довжини леза *ED* від кута розхилу:

$$L_1 = ED = \frac{b}{2\sin\gamma_0}, \tag{4.14}$$

і величину переміщення бур'яну в ґрунті при ковзанні по лезу

$$AD = \frac{b}{2\cos\left(\gamma_0 + \varphi_2\right)}. \tag{4.15}$$

Дослідники представляють графіки зміни переміщення лапи *S,* $L_1$ і *l*, які свідчать про те, що при $\varphi_2 = 30°$ оптимальним є кут розхилу, який можна визначити за формулою

$$\gamma_0 = \frac{90° - 30°}{2} = 30°.$$

При такому його значенні площа, яку захоплює лапа *F*, а отже, і кількість бур'янів, що припадає на одиницю ширини захвату леза, виходять найменшими (рис. 4.3). У наведеній роботі, однак, не розглядається вплив швидкості руху ґрунту на переміщення бур'яну.

Кравченко Б.І. [55] у своїй роботі описує спосіб вимірювання сил, що діють на бур'ян, але не пропонує чисельних значень.

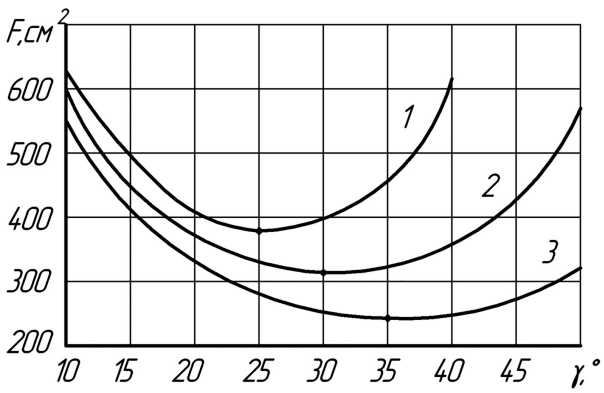



Рис. 4.3. Площа, яку охоплює лапа *F*, при $b/2 = 13{,}5$ см і кутові тертя $\varphi_2$ залежно від кута $\gamma_0$: $1 - \varphi_2 = 40°$; $2 - \varphi_2 = 30°$; $3 - \varphi_2 = 20°$;

Чіковані А.Ш. [69] досліджував питання проектування культиваторних лап для роботи на підвищених швидкостях. Для мінімізації гребенистості поля він рекомендує певні параметри:

$$2\gamma_0 = 70°, \quad \alpha = 16°, \quad \beta = 22° \quad \text{та} \quad b = 170 \text{ мм}.$$

Вплив підвіски культиваторної лапи на ступінь підрізання бур'янів визначив Рябцев Г.А. [85]. У роботі вказані переваги гнучкої підвіски при роботі на швидкостях 1,8-2,2 м/с і глибині ходу 7-10 см.

Васильківський С.М. [19] досліджуючи роботу культиваторів в умовах Середнього Поволжя, встановив, що для мінімізації перемішування ґрунту при розпушуванні і для зниження його осушення параметри стрілчастої лапи мають бути такими: ширина захвату $2b = 340$ мм, кут розхилу $2\gamma_0 = 60°$, кут кришення $\beta = 30°$.

З огляду на наведені дані, можна дійти висновку, що кут розхилу стрілчастої лапи для чорноземів рекомендується приймати в межах $2\gamma_0 = 60 - 70°$.

Для боротьби з бур'янами важливе значення має заточка стрілчастих лап. Існують три способи заточування: верхня заточка, нижня і комбінована [17].

За верхньої заточки (рис. 4.4, а) кут різання дорівнює сумі кутів

$$\beta_0 = i + \xi, \tag{4.16}$$

де $i$ – кут загострення;

$\xi$ – потиличний кут.

Кут загострення приймається в межах 12-15°, а потиличний 10°. Тому кут різання дорівнює

$$\beta_0 = (12 - 15)° + 10° = 22 - 25°.$$

Спосіб заточування леза, а особливо його товщина, істотно впливають на ступінь підрізання бур'янів. Так, за даними Бондарєва С.І. [8], лапи з товщиною леза 0,2-0,3 мм підрізають 98-100 % бур'янів, того часу як тупі лапи, що мають товщину леза 0,6-0,8 мм, підрізають тільки 76-83 %.

Обволікання стрілчастих лап бур'янами спричиняє зміну геометрії поверхні, що призводить до їх виглиблення. Однак стійкість ходу лапи

по глибині особливо важлива при міжрядних обробітках просапних культур. Так, Фатьянов В.А. [105] вказує, що глибина залягання 35 % коренів кукурудзи в фазі 3-4 листків, на час першої міжрядної обробки становить 6,7-8,3 см на відстані 10 см від рядка та 9,6-10,7 см на відстані 20 см від рядка. Тому в разі заглиблення лапа буде підрізати корені кукурудзи, знижуючи її врожайність.

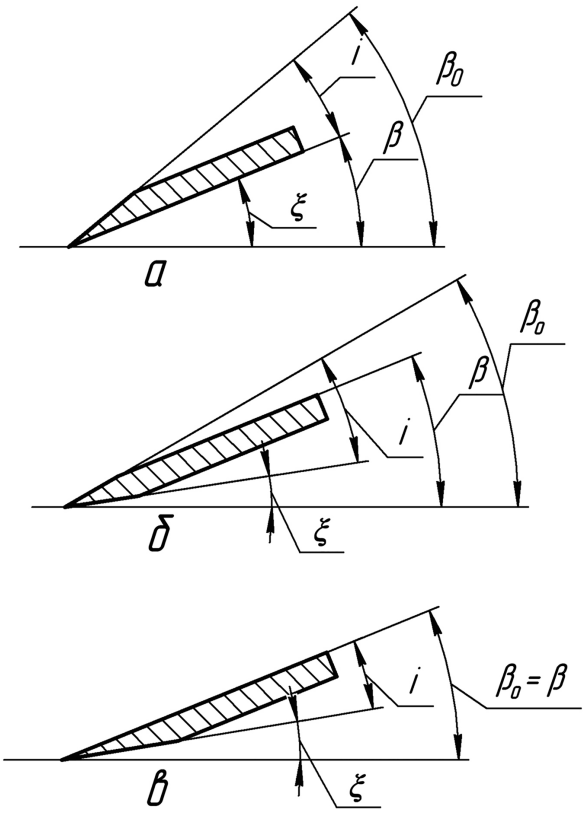



Рис. 4.4. Способи заточки леза культиваторних лап за Василенком П.М. та Бабієм П.Т. [17]: *а* – верхня заточка; *б* – комбінована; *в* – нижня заточка

Виглиблення лапи при обволіканні бур'янами під час міжрядного обробітку також негативно позначається на врожайності просапних культур. Тютюнник Б.А. [103], Сувора В.П. і Онищенко В.Д. [95] відзначають, що дрібне розпушування, виконане тричі на глибину 5-6 см, не знищує бур'яни повністю; їх кількість коливається в межах 1,5-2,9 шт./м$^2$, залишаючи посіви кукурудзи засміченими. Крім цього, внаслідок застосування обробітку на незначну глибину відбувається зниження врожайності на 2,4 ц/га за двох розпушувань і на 3,4 ц/га за одного розпушування.

Вплив глибини та кількості міжрядних обробітків на врожайність просапних культур відзначають Сусідко П.І., Циков В.С., Головко А.І., Крамарєв С.М., Бондарь В.П., Марков М.П. [29] та ін.

Виходячи з викладеного, обволікання культиваторних лап бур'янами є значним недоліком у їх роботі.

Таким чином, аналіз досліджень показує, що причинами, які провокують обволікання лап бур'янами, є:

- залипання лапи ґрунтом, що перешкоджає зсуву бур'янів;
- «перевантаження» лапи бур'янами за рахунок неправильно обраного кута розхилу;
- посилення сили тертя в міру переміщення бур'янів до кінця лапи;
- недостатня сила зсуву бур'янів уздовж леза;
- збільшення опору ґрунту з підвищенням швидкості культиватора.

З огляду на значні площі просапних культур, усунення обволікання культиваторних лап дасть суттєвий економічний ефект. При цьому необхідно враховувати адаптацію параметрів культиваторних лап до обробітку ґрунту [26, 78, 100].

## 4.2. Конструювання поверхонь культиваторних лап з використанням геометричних методів

Останнім часом з розвитком геометричних методів розроблені конструкції культиваторних лап, поверхні яких відрізняються від гранних.

З метою підвищення якості розпушування ґрунту з одночасним дотриманням енергетичних вимог Павлоцький А.С., Ветохін В.І., Данченко В.М. під керівництвом Корабельського В.І. [51, 52] запропонували стрілчасту лапу криволінійної форми (рис. 4.5). Лапа призначена для розпушування ґрунту в умовах мінімального кута різання і зниження (за рахунок збільшення втрати міжґрунтового зв'язку) руйнівно-розминаючої дії площинних деформаторів.

Криволінійні форми лапи мінімізують кількість пилоподібних фракцій, що позитивно позначається на факторі вимивання і вивітрювання родючих частинок. Ефективне розпушування криволінійними поверхнями сприяє поліпшенню вологоаккумуляційних властивостей ґрунту, його аераційних процесів, що в цілому впливає на підвищення його біологічної активності. При роботі такої лапи зона пластичних

деформацій зменшується, що забезпечує мінімальне ущільнення структурних агрегатів ґрунту. Незважаючи на позитивні характеристики ця лапа мало придатна для боротьби з бур'янами, так як лезо лапи має точку перегину, в якій будуть накопичуватися бур'яни.

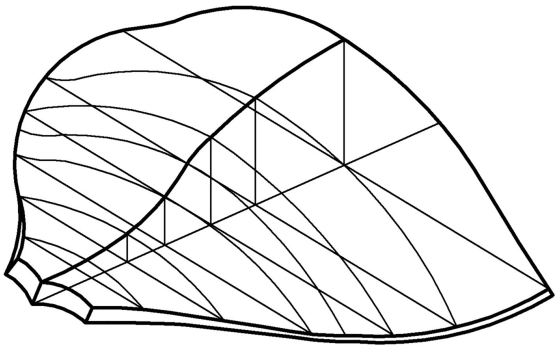


Рис. 4.5. Розпушувальна лапа складної форми за Корабельським В.І.

Під керівництвом Кушнарьова А.С. [61], запропонована низка робочих органів для півдня України (рис. 4.6). Ці робочі органи дають високу якість обробітку ґрунту в умовах степової зони України, мають перетин змінної кривизни, яка визначається на підставі розв'язку контактної задачі з теорії пружності. Завдяки перетинам змінної кривизни в ґрунті утворюються зони стиснення і розтягування, які забезпечують утворення структурних агрегатів, проте змінна кривизна леза спричиняє забивання бур'янами.

До спеціальних методів проектування ґрунтообробних робочих органів слід віднести застосування певних геометричних елементів. Один з таких елементів є застосування трансцендентних ліній, зокрема логарифмічної спіралі.

Уперше логарифмічну спіраль при проектуванні стояка розпушувальної культиваторної лапи застосували Бауков А.В. і Кушнарьов А.С. [5]. У запропонованому методі проектування центр логарифмічної спіралі розташовується на денній поверхні поля.

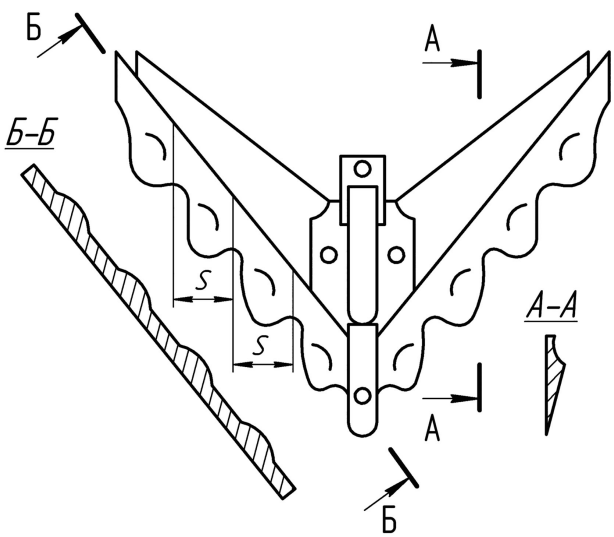



Рис. 4.6. Зубовий робочий орган для півдня України за Кушнарьовим А.С.

Основними параметрами при проектуванні спіралі є кут внутрішнього тертя $\rho$ ґрунту, глибина обробітку $h$ і повний виліт лапи. Кут постановки спіралі до горизонту приймається на підставі нерівності

$$\alpha \le \left( 45° - \frac{\rho}{2} \right). \tag{4.17}$$

Каркас поверхні культиваторної лапи утворюється колами площин, які складають кут $2\rho$ з поточним радіусом-вектором спіралі.

Аналогічний метод проектування стояка плоскоріза пропонує Вєніков А.Г. [20]. Величина вильоту спіралі визначається виразом

$$r = a\left( \operatorname{tg}\delta_н + \frac{e^{\delta_0 \operatorname{tg}\varphi} \cos\varphi_2}{e^{\delta_н \operatorname{tg}\varphi} \cos\delta_н} \right), \tag{4.18}$$

де $a$ – глибина обробки;

$\varphi_2$ – кут тертя часток ґрунту;

$\delta_н$ – початковий кут спіралі;

$\delta_0$ – утворюючий кут спіралі;

Згідно з цим висновком, виліт спіралі залежить від глибини обробітку ґрунту, а тяговий опір буде мінімальним. Тут потрібно зауважити, що наведена формула є зв'язком параметрів спіралі, при порушенні якого спіраль припиняє існувати.

Кувшинов А.А., Гальцев В.В. та ін. [57], застосовують логарифмічну спіраль для проектування вирізів дискових культиваторів. Однак у роботі не розглядається питання про взаємодію вирізу з ґрунтом.

Значна частина досліджень присвячена утворенню поверхонь ґрунтообробних робочих органів на підставі вивчення риючих органів тварин.

Авдоньєв Є.Я. в своїй роботі [1] наводить комплекс складних алгебраїчних поверхонь апроксимуючих поверхні риючих органів різних тварин.

Бабицький Л.Ф., Бауков А.В. [3] та інші пропонують конструювати робочі органи на підставі зубчастих риючих органів біологічних прототипів. Наприклад, при дослідженні зубів ноги капустянки, встановлено, що зовнішня частина зуба апроксимується дугою кола, а внутрішня – логарифмічною спіраллю, причому ці центри збігаються.

Окремо необхідно розглянути проектування поверхні розпушувальної культиваторної лапи на базі відсіку поверхні третього порядку з двома сім'ями колових твірних, яку запропонували Яхненко В.М. [116] та Найдиш В.М. [67]. За з цією методикою поверхня лапи утворюється двома базовими колами $K_{1баз}$ і $K_{2баз}$, що мають, відповідно, радіуси $r_1$ і $r_2$ (рис. 4.7). Площина, в якій розташоване базове коло $K_2$, обертається навколо прямої *v,* маючи постійну точку інцидентності *P* з базовим колом $K_1$. Поверхня лапи утворюється рухом кола $K_{2баз}$, при цьому кола максимально наближаються до ліній руху ґрунту по поверхні лапи, що знижує тяговий опір.

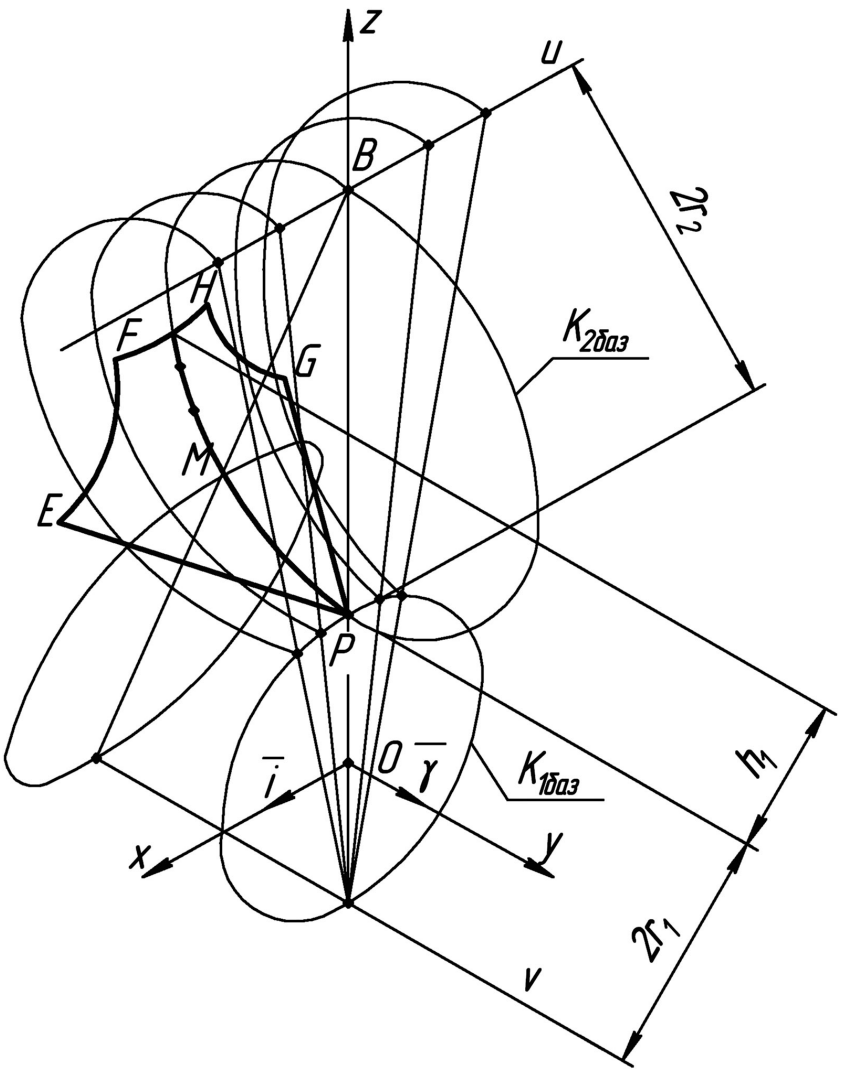



Рис.4.7. Поверхня розпушувальної лапи на базі відсіку поверхні третього порядку з двома сім'ями твірних у вигляді дуг кіл за Кушнарьовим А.С.

Рівняння поверхні в параметричній формі має вигляд:

$$x = \frac{u\left[4\left(r_1 + r_2\right)r_1 - v^2\right]}{u^2 + v^2 + 4\left(r_1 + r_2\right)^2}; \tag{4.19}$$

$$y = v\frac{v - 4\left(r_1 + r_2\right)r_1}{u^2 - v^2 + 4\left(r_1 + r_2\right)^2}; \tag{4.20}$$

$$z = -r_1 + \frac{2\left[4\left(r_1 + r_2\right)r_1 - v^2\right]r_1 - r_2}{u^2 + v^2 + 4\left(r_1 + r_2\right)^2}, \tag{4.21}$$

де $u$ і $v$ – параметри поверхні лапи.

Вилученням параметрів $u$ та $v$ з попередніх рівнянь Яхненко В.М. [116] отримує рівняння поверхні в координатній формі:

$$\left(x^2 + r^2 - r_1^2\right)\left(r_1 + 2r_2 - z\right) - y^2\left(r_1 + z\right) = 0. \tag{4.22}$$

На підставі наведених рівнянь Кушнарьов А.С., Бауков А.В., Найдиш В.М. [61] запропонували комплекс програм для розрахунку координат поверхні на ЕОМ. Зауважимо, що така лапа не призначена для боротьби з бур'янами.

Поверхні, на базі яких спроектовані обговорювані робочі органи, є поверхні, які не розгортаються. Того ж часу автори Бурченко П.М., Іванов А.Н., Кирюхін В.Г., Орлов Н.М. [13], Найдиш В.М. [67], Тищенко С.С. [99] експериментально встановили і теоретично обґрунтували переваги робочих органів з поверхнями, що розгортаються, перед тими, які не розгортаються, які виходять з диференціально-геометричних властивостей поверхонь, що розгортаються.

Технологічним за дією якості поверхні, що розгортається, є те, що шар ґрунту прилеглий до такої поверхні, копіюючи її форму, піддається додатковим деформуючим діям. Це підтверджує низка кінематичних зйомок, виконаних автором дослідження, на яких явно простежується відмінність реалогічної поведінки шару ґрунту на площинній і криволінійних лапах.

Незважаючи на те, що сьогодні розроблено і запропоновано в експлуатацію значну кількість комбінованих машин з пасивними і активними робочими органами, резерви одиночних пасивних робочих органів далеко не вичерпані. Цими резервами, як наголошують Бабицький Л.Ф.

і Вітвіцький А.Г. [2], Шевченко І.А. [110], є зміна геометрії робочого органу відносно виконання технологічного процесу.

На підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що питання розробки конструкції культиваторних лап є досить актуальним і основним напрямом є обґрунтування параметрів, розробка алгоритму формоутворення робочої поверхні культиваторної лапи підвищеної обтічності і створення комплексу лап для поверхневого обробітку ґрунту.

## 4.3. Геометрична модель поверхні культиваторної лапи з криволінійним лезом

Одним із способів утворення поверхонь є так званий кінематичний спосіб. Відповідно до цього способу деяка лінія, яка називається твірною, рухається в просторі, маючи з іншою лінією – напрямною, загальну точку, звану точкою інцидентності.

Для проектування поверхонь робочих органів сільськогосподарських машин найбільш прийнятними є лінійчасті поверхні, тобто поверхні, в яких твірною виступає пряма лінія.

Лінійчасті поверхні поділяються, у свою чергу, на розгортні і нерозгортні.

Розгортні поверхні виділяються своїми диференційно-геометричними властивостями:

1) гаусова кривизна розгортної поверхні дорівнює нулю;

2) дотична площина контактує з поверхнею вздовж усієї твірної і не змінює свого положення в просторі при переміщенні точки дотику.

Гаусова кривизна (перша властивість) є основною характеристикою поверхні і обчислюється за формулою

$$K = \frac{1}{R_1} \cdot \frac{1}{R_2}, \tag{4.23}$$

де $R_1$ і $R_2$ – радіуси кривизни поверхні за двома головними взаємноперпендикулярними напрямами. (Фініков С.П. [105], Рашевський П.К. [80].

Оскільки для розгортної поверхні один головний напрямок збігається з твірною, то

$$K = \frac{1}{R_1} \cdot \frac{1}{\infty} = 0, \tag{4.24}$$

тому, що радіус кривизни прямої лінії $R_2 = \infty$.

Друга властивість показує, що нормаль до розгортної поверхні вздовж однієї і тієї ж твірної не змінює свого положення, тобто розгортну поверхню можна сумістити з площиною, бо в площині всі нормалі паралельні одна одній.

Завдяки своїм диференціально-геометричним властивостям робочі органи з поверхнею, що розгортається, мають ряд переваг.

Так як розгортну поверхню можна сумістити з площиною, то деформація пласта ґрунту відбувається тільки вздовж одного напряму, що робить ці поверхні менш енергоємними [97].

Розгортні лемішно-відвальні поверхні характеризуються як більш технологічні, ніж нерозгортні. При виготовленні таких робочих органів вигин металу перебігає без пластичних деформацій, що практично усуває викривлення при загартуванні.

До розгортних поверхонь відносяться конічна, циліндрична і торсова форми. Всі інші криволінійні поверхні мають властивість не розгортатися, тобто не перетворюватися в площину без розриву або складок. Тому малі площі нерозгортних форм (елементи кузова автомобіля, предмети побуту тощо) виконуються гарячою штамповкою або литвом. Незакономірні форми значних розмірів (фюзеляжі літаків, суднові поверхні, сферичні ємності) піддаються апроксимації частками (математичній заміні) окремих нерозгортних елементів, прилеглих за формою, що розгортаються (конус, циліндр, торс).

Перевага в конструюванні розпушувальної лапи була віддана конічній поверхні, оскільки вона має широкий набір перерізів площинами, по-різному орієнтованими в просторі. Це істотно підвищує розпушувальні властивості таких лап за рахунок зміни напряму впливу, спрямованого перпендикулярно до цих кривих.

Наприклад, найпростіший прямий коловий конус залежно від розташування січних площин, що визначають перерізами, має коло, еліпс, параболу і гіперболу. Ця геометрична властивість конуса була головною у визначенні переваги криволінійної форми.

У попередніх розділах було встановлено, що для забезпечення сходу бур'янів лезо культиваторної лапи має виконуватися

криволінійним, причому площина кривої збігається з площиною дна борозни. Культиваторна лапа має площину симетрії, тому в цьому випадку найбільш прийнятною буде конічна поверхня, яка розгортається.

Розглянемо утворення конічної поверхні (рис. 4.8) з вершиною *S*, яка лежить в поздовжньо-вертикальній площині $O_{xz}$. Напрямною кривою є лезо лапи, розташоване в площині $O_{xz}$, яка дорівнює

$$m: \quad x = x(u), \quad y = y(u), \tag{4.25}$$

де *u* – деякий параметр.

Запишемо рівняння прямолінійної твірної *g*, яка проходить через вершину поверхні $S(x_s, y_s, z_s)$ і точку інцидентності: $A\left[x(u), y(u)\right]$:

$$z - z_s = r_1(x - x_s), \tag{4.26}$$

$$y - y_s = r_2(x - x_s), \tag{4.27}$$

де $r_1$ і $r_2$ – кутові коефіцієнти проекцій твірної.

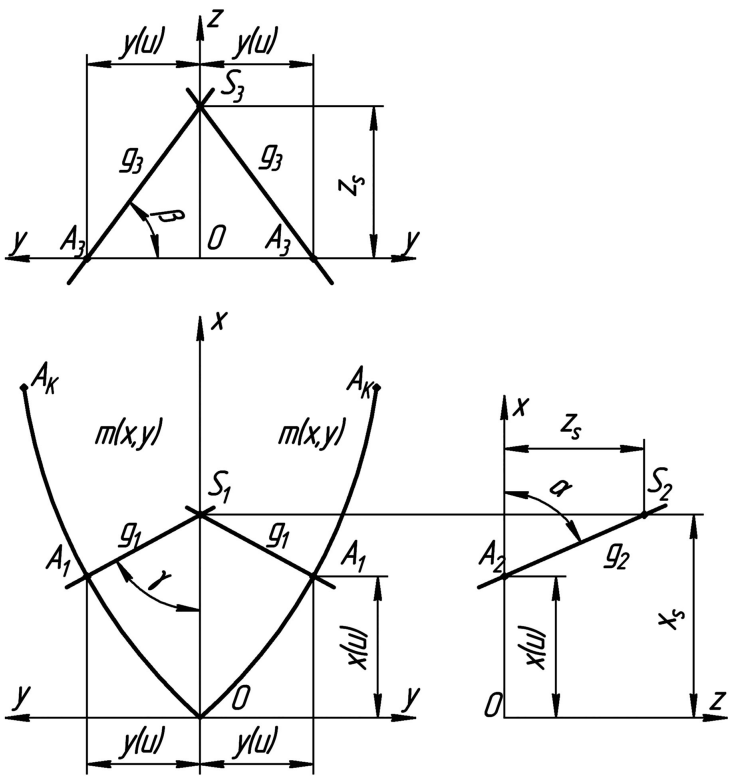



Рис. 4.8. Схема утворення конічної поверхні універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом

Із трикутника $S_1, S_2, A_2$ на площині проекцій $O_{xz}$, маємо

$$r_1 = \operatorname{tg}\alpha = \frac{z_s}{x_s - x(u)}, \tag{4.28}$$

а з трикутника $S_3, O, A_3$ на горизонтальній площині проекцій $O_{yx}$ запишемо, що

$$r_2 = \operatorname{tg}\gamma = \frac{y(u)}{x_s - x(u)}. \tag{4.29}$$

Підставляючи значення кутових коефіцієнтів $r_1$ і $r_2$ в рівняння прямої (4.10) та (4.11), отримаємо

$$z - z_s = \frac{z_s}{x_s - x(u)}(x - x_s); \tag{4.30}$$

$$y - y_s = \frac{y(u)}{x_s - x(u)}(x - x_s). \tag{4.31}$$

Розділивши обидві частини на $(x - x_s)$ і виключаючи з наведених рівнянь член $(x - x_s)$, отримуємо загальне рівняння конічної поверхні

$$\frac{y - y_s}{x - x_s} = \frac{y(u)\,(z - z_s)}{z_s\,(x - x_s)}. \tag{4.32}$$

Отримане рівняння можна розв’язати однією з координат, наприклад z:

$$z = \frac{y - y_s}{y(u)}(x - x_s) - \frac{y(u)}{x - x_s}. \tag{4.33}$$

Рівняння (4.33) є загальним рівнянням конічної поверхні. Запишемо рівняння твірної *g* як рівняння прямої в просторі, що проходить через дві точки, одна з яких є вершиною *S*, а інша – точкою інцидентності *A* з координатами:

$$\frac{x - x_s}{x(u) - x_s} = \frac{y - y_s}{y(u) - y_s} = \frac{z - z_s}{z(u) - z_s}. \tag{4.34}$$

Так як напрямна крива $m$ (4.23) плоска, а вершина конічної поверхні лежить у поздовжньо-вертикальній площині, $y_s = 0$, то рівняння прямої (4.18) набуде такого вигляду

$$\frac{x - x_s}{x(u) - x_s} = \frac{y}{y(u)} = \frac{z - z_s}{-z_s}. \tag{4.35}$$

Отримане рівняння розбиваємо в такий спосіб:

$$\frac{x - x_s}{x(u) - x_s} = \frac{y}{y(u)}, \tag{4.36}$$

$$\frac{x - x_s}{x(u) - x_s} = \frac{z - z_s}{-z_s}, \tag{4.37}$$

$$\frac{y}{y(u)} = \frac{z - z_s}{-z_s}. \tag{4.38}$$

З отриманих рівнянь (4.36), (4.37) і (4.38) приходимо до рівнянь проекцій твірних. Так, з рівняння (4.36) на горизонтальній проекції $O_{xy}$ маємо рівняння проекції твірної

$$y = \frac{y(u)}{x(u) - x_s} x + \frac{y(u) x_s}{x(u) - x_s}. \tag{4.39}$$

З рівняння (4.37) на профільній площині проекцій $O_{xz}$ рівняння твірної виглядає так:

$$z = \frac{-z_s}{x(u) - x_s} x + z_s \left[ \frac{x_s}{x(u) - x_s} - 1 \right]. \tag{4.40}$$

І, нарешті, перетворивши рівняння (3.38), отримаємо рівняння проекції твірної на фронтальній площині проекцій

$$z = \frac{-z_s}{y(u)} y + z_s. \tag{4.41}$$

Вирази (4.39), (4.40) і (4.41) можна спростити. Для цього до рівнянь (3.4) необхідно додати третє

$$z - z_s = r_3 \left( y - y_s \right), \tag{4.42}$$

де $r_3$ – кутовий коефіцієнт твірної на горизонтальній площині проекцій.

Із трикутника $S_3OA_3$ визначимо кутовий коефіцієнт $r_3$, який дорівнює

$$r_3 = \operatorname{tg}\delta = \frac{z_s}{y(u)}. \tag{4.43}$$

Остаточно система рівнянь, що описує поверхню, буде виглядати так:

$$\left.\begin{aligned} z &= \frac{z_s}{x_s - x(u)}(x - x_s) + z_s, \\ y &= \frac{y_s}{x_s - x(u)}(x - x_s) + y_s, \\ z &= \frac{z_s}{y(u)}(y - y_s) + z_s. \end{aligned}\right\} \tag{4.44}$$

Таким чином, маємо систему рівнянь, що описує проекції твірної поверхні культиваторної лапи.

Значення параметра *u* можуть бути різні: деяка координата, кут повороту радіуса-вектора точки $A_i$, абстрактний параметр, який приймає значення від 0 до 1. Однак незалежно від способу завдання параметра, система (4.44) повністю описує конічну поверхню.

## 4.4. Опис криволінійного леза лапи за допомогою поліномів

У попередньо викладеному матеріалі було визначено, що для запобігання обволікання культиваторних лап бур'янами лезо необхідно виконувати криволінійним, а для посилення тангенціального потоку ґрунту – опуклим у бік руху.

Одним з найбільш простих способів проектування кривих є опис їх поліномами виду

$$P = \sum_{i=0}^{n} a_i x_i, \tag{4.45}$$

де $n$ – число членів полінома.

Розглянемо проектування леза культиваторною лапи на підставі відомих конструктивних параметрів.

Розташуємо лезо полольної лапи в системі координат $Oxy$ (рис. 4.9), вісь $Ox$ якої спрямована в бік, протилежний руху лапи. При цьому початок леза буде знаходитися на початку координат, точка $O(0,0)$, а кінець в точці $K(l, b)$, де $l$ – довжина леза лапи по осі $Ox$, а $b$ – напівширина захоплення лапи. У цих точках необхідно задати дотичні $t_0$ і $t_k$, розташовані під кутом $\gamma_0$ на початку координат $O$ і $\gamma_k$ в точці $K$. У цьому випадку маємо чотири параметри, тому контур леза полольної лапи можна описати поліномом третього ступеня

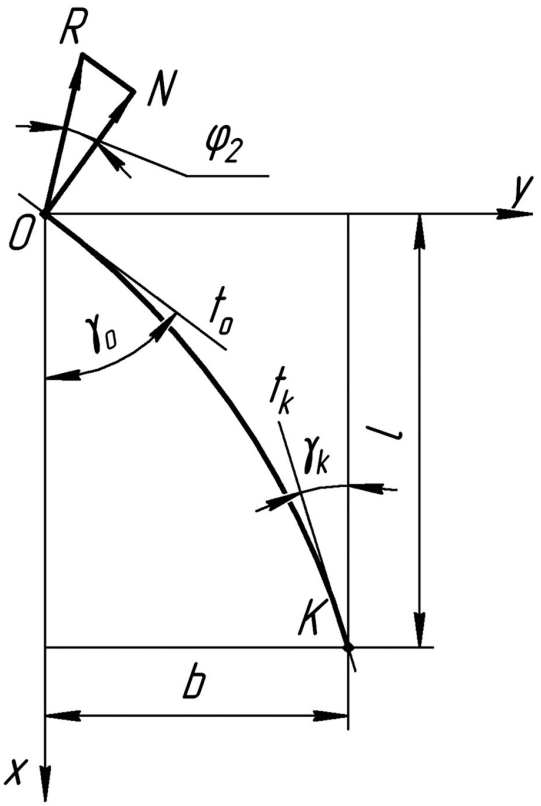



Рис. 4.9. Схема утворення криволінійного леза універсальної культиваторної лапи

$$y = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0, \tag{4.46}$$

де $a_0, a_1, a_2, a_3$ – невідомі коефіцієнти.

Перед визначенням коефіцієнтів полінома відразу приймаємо умову опуклості, яка свідчить про те, що кут $\gamma_k$ повинен бути менше кута $\gamma_0$, тобто $\gamma_k < \gamma_0$. Якщо $\gamma_k > \gamma_0$ то поліном матиме точку перегину, яка порушить монотонність зміни першої похідної уздовж леза між точками $O$ та $K$ [34].

Виразимо коефіцієнти $a_0, a_1, a_2, a_3$ полінома (4.46) через конструктивні параметри $l, b, \gamma_0$ і $\gamma_k$.

Оскільки початок леза знаходиться на початку координат, то вільний член $a_0$ полінома (4.46) дорівнює нулю, а поліном буде виглядати таким чином:

$$y = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x\,. \tag{4.47}$$

Похідна полінома (4.40) буде мати вигляд

$$y' = 3a_3x^2 + 2a_2x + a_1\,. \tag{4.48}$$

Запишемо вирази (4.47) і (4.48) для початку леза - точки *O*, підставивши значення координат точки *O* і кута нахилу дотичної $t_0$ в цій самій точці. При цьому необхідно враховувати той факт, що кут $\gamma_0$ повинен задовольняти умові початку руху бур'янів по лезу:

$$\gamma_o < 90° - \varphi_2 - \Delta\,, \tag{4.49}$$

де $\varphi_2$ – кут тертя бур'янів по металу, $\varphi_2 = 44°31' - 44°40'$;

$\Delta$ – додатковий кут, що враховує липкість ґрунту, який можна прийняти в межах $\Delta = 3 - 8°$.

Така нерівність забезпечує потрапляння бур'янів *W* поза межі кута тертя, утвореного нормаллю до леза *N*, і його повної реакцією *R* (рис. 4.9). Подібне положення забезпечує рух бур'янів на початку леза під дією поздовжнього потоку ґрунту, що рухається уздовж леза лапи.

Для початку леза (точка *O*) запишемо вирази (4.47) і (4.48), підставивши значення координат $x_0 = 0$, $y_0 = 0$, $y_0' = \operatorname{tg}(\gamma - \varphi_2 - \Delta)$:

$$\begin{gathered} 0 = a_3 \cdot 0 + a_2 \cdot 0 + a_1 \cdot 0\,; \\ \operatorname{tg}(\gamma - \varphi_2 - \Delta) = 3a_3 \cdot 0 + 2a_2 \cdot 0 + a_1\,, \end{gathered} \tag{4.50}$$

звідки $a_1 = \operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta)$. Отже, коефіцієнт полінома (4.47) дорівнює тангенсу кута нахилу дотичній на початку леза лапи.

Для кінця леза, яке визначається точкою *K*, підставивши значення координат, рівні конструктивним параметрам $x = l, y = b, y_k' = \operatorname{tg}\gamma_k$, маємо з виразів (4.47) і (4.48):

$$b = a_3 \cdot l^3 + a_2 \cdot l^2 + \operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta) \cdot l\,, \tag{4.51}$$

$$\operatorname{tg}\gamma_k = 3a_3 l^2 + 2a_2 l + \operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta), \tag{4.52}$$

систему з двох рівнянь з двома невідомими $a_2$ і $a_3$. Виразимо з першого рівняння коефіцієнт $a_3$

$$a_3 = l^{-3}\left[b - a_2 \cdot l^2 - \operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta)\right] \tag{4.53}$$

і підставимо в друге, отримуючи значення коефіцієнта $a_2$:

$$a_2 = l^{-1}\left[\frac{3b}{l} - \operatorname{tg}\gamma_k - 2\operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta)\right]. \tag{4.54}$$

Остаточно маємо значення коефіцієнта:

$$a_3 = l^{-3}\left[l \cdot \operatorname{tg}\gamma_k - 2b + \operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta)\right]. \tag{4.55}$$

Підставляючи значення коефіцієнтів $a_1$, $a_2$ і $a_3$, маємо, що

$$\begin{aligned} y = {} & l^{-3}\left[l \cdot \operatorname{tg}\gamma_k - 2b + \operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta)\right] \cdot x^3 + \\ & + l^{-1}\left[\frac{3b}{l} - \operatorname{tg}\gamma_k - 2\operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta)\right] \cdot x^2 + \operatorname{tg}(90° - \varphi_2 - \Delta) \cdot x \end{aligned} \tag{4.56}$$

Таким чином, криволінійне лезо полольної культиваторної лапи можна описати поліномом третього ступеня, виразивши його коефіцієнти через конструктивні параметри: напівширину захвату, довжину і кути нахилу дотичних на початку і наприкінці леза.

## 4.5. Конструювання леза культиваторних лап на базі логарифмічної спіралі

Розглянемо проектування леза культиваторної лапи на базі логарифмічної спіралі з різним розташуванням центра спіралі.

*Варіант І.* Полярний центр логарифмічною спіралі розташовується на осі $O_x$ Декартової системи координат так, як показано на рис. 4.10. Назвемо цей випадок симетричним розташуванням центра спіралі. Визначимо точку *K*, яка буде кінцем дуги з координатами: $x_k = l$, $y_k = b$, де $l$ – довжина лапи, а $b$ – ширина напівзахвату. Тоді кут $\theta$

дорівнюватиме куту розчину лапи $\theta = \gamma_0$, а полярна вісь $O_c P$ буде проходити через точку *K*.

У Декартовій системі координат рівняння логарифмічної спіралі матиме вигляд

$$x = x_c - r_0 e^{W\varphi} \cos(\varphi_k - \varphi); \tag{4.57}$$

$$y = r_0 e^{W\varphi} \sin(\varphi_k - \varphi), \tag{4.58}$$

де $\varphi_k$ – кінцевий полярний кут, рад.;

$x_c$ – координата центру спіралі по осі $O_x$, м;

$W - \operatorname{ctg}\theta$;

$\varphi$ – полярний кут, рад.

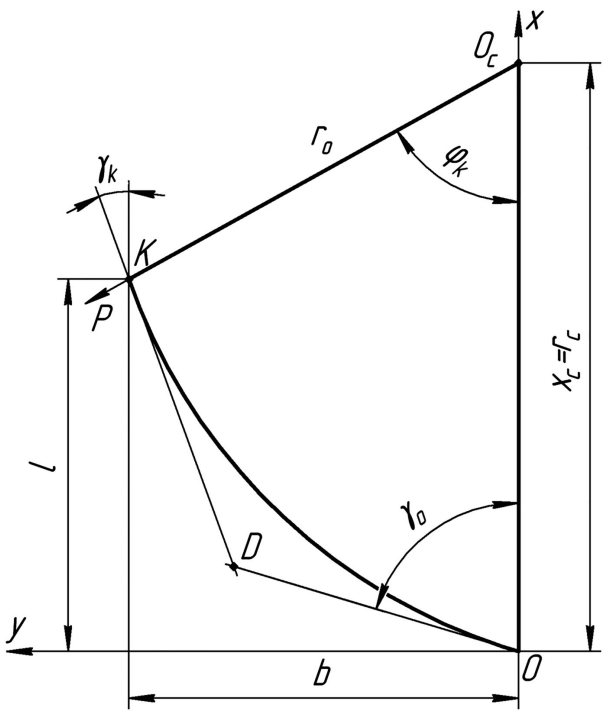



Рис. 4.10. Схема для проектування логарифмічної спіралі за симетричного розташування полярного центра

З огляду на ці рівняння, невідомими залишаються початковий радіус-вектор $r_0$, кінцевий полярний кут $\varphi_k$ і координата центра спіралі $x_c$. Для визначення кінцевого полярного кута запишемо суму кутів для чотирикутника $ODKO_c$ (рис. 4.10). Зауважимо, що в точці *K* дотична до спіралі розташовується під кутом $\gamma_k$ до осі $O_x$.

Отже, $\angle DOO_c = \gamma_0 = \theta$, $\angle ODK = 180° - \theta + \gamma_k$, $\angle DKO_c = 180° - \theta$ і $\angle KO_c O = \varphi_k$. Звідси маємо, що

$$360° = \theta + 180° - \theta + \gamma_k + 180° - \theta + \varphi_k.$$

Тоді

$$\varphi_k = \theta - \gamma_k . \tag{4.59}$$

Підставляючи в друге рівняння з виразу (4.40) замість поточної координати ширину напівзахвату $b$, отримаємо, що

$$b = r_0 \sin \varphi_k , \tag{4.60}$$

звідки отримуємо формулу для визначення початкового радіуса-вектора

$$r_0 = \frac{b}{\sin \varphi_k} . \tag{4.61}$$

Координата центра спіралі по осі $O_x$ дорівнює

$$x_c = r_0 e^{\varphi_k W} . \tag{4.62}$$

Підставивши тепер у перше рівняння (4.57) довжину лапи $l$ і координату $x_c$ центра спіралі (4.62), отримаємо

$$l = r_0 e^{W\varphi_k} - r_0 \cos \varphi_\kappa . \tag{4.63}$$

Далі визначаємо початковий радіус-вектор через довжину лапи

$$r_0 = \frac{l}{e^{W\varphi_k} - \cos \varphi_k} . \tag{4.64}$$

Виключаючи з рівнянь (4.61) і (4.62) початковий радіус-вектор спіралі, приходимо до рівняння зв'язку параметрів $b$ і $l$:

$$l = \frac{b\left(e^{W\varphi_k} - \cos \varphi_k\right)}{\sin \varphi_k} . \tag{4.65}$$

Залежності довжини лапи $l$ від кінцевого полярного кута $\varphi_k$ по стандартній ширині напівзахвату $b$ наведено на номограмі 4.11. Як бачимо, зі збільшенням кута $\theta$ довжина лапи зменшується, що впливає на металоємність. Наприклад, при $\theta = 35°$, $\varphi_k = 40°$, $b = 125$ мм та $l = 250$ мм.

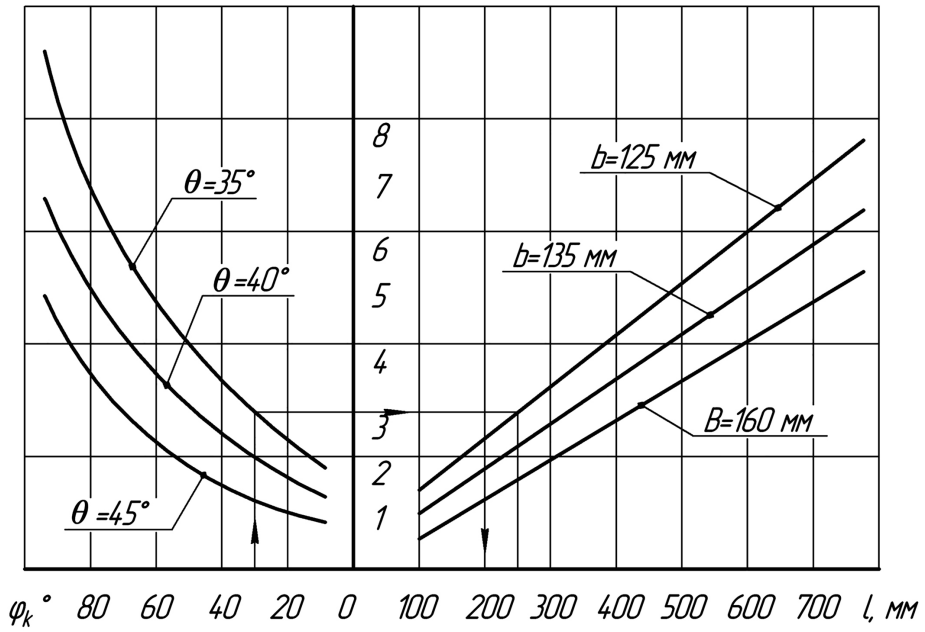



Рис. 4.11. Залежності для визначення довжини лапи з криволінійним лезом по заданих параметрах $\theta$, $\varphi_k$, $b$ і симетричному розташуванню полярного центра

*Варіант II.* У цьому варіанті центр логарифмічної спіралі розташовується за віссю $O_x$ (рис. 4.12). Назвемо запропонований варіант із зовнішнім розташуванням полярного центра спіралі.

У другому варіанті рівняння логарифмічної спіралі в Декартовій системі координат виглядатимуть таким чином:

$$x = -x_c + r_0 e^w \sin(\varphi - \mu); \tag{4.66}$$

$$y = -y_c + r_0 e^w \cos(\varphi - \mu), \tag{4.67}$$

де $\mu$ – кут між початковим радіусом-вектором $r_0$ і віссю $O_y$, град.

Скориставшись рівняннями (4.66) і (4.67), отримаємо чотири невідомих: $x_c$, $y_c$, $r_0$ та $\mu$. Тому для їх визначення необхідно до виразів (4.66) і (4.67) додати ще два рівняння. Однак число невідомих можна зменшити, виражаючи кут $\mu$ через кут розхилу $\gamma_0$.

Для визначення кута $\mu$ запишемо першу похідну від рівнянь (4.66) і (4.67), пам'ятаючи, що функція задана параметрично:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\operatorname{ctg}\theta\cos(\varphi-\mu) - \sin(\varphi-\mu)}{\cos(\varphi-\mu) - \operatorname{ctg}\theta\sin(\varphi-\mu)}. \tag{4.68}$$

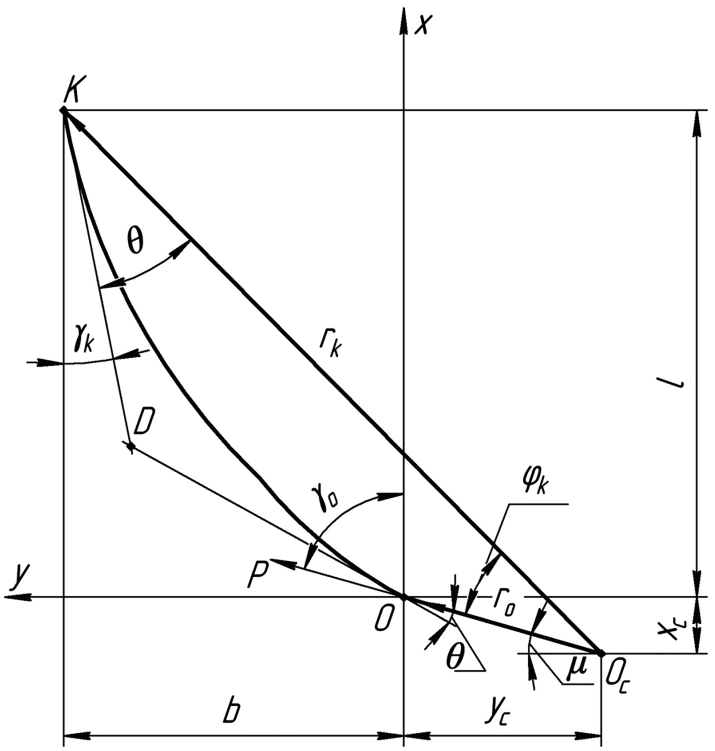



Рис. 4.12. Схема проектування логарифмічної спіралі в разі зовнішнього розташування полярного центра

Прийнявши рівним нулю кут повороту радіуса-вектора ($\varphi = 0$) і розділивши на $\cos\mu$, отримаємо для початку спіралі

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\operatorname{ctg}\theta\cos(\varphi-\mu)-\sin(\varphi-\mu)}{\cos(\varphi-\mu)-\operatorname{ctg}\theta\sin(\varphi-\mu)}. \tag{4.69}$$

Далі приходимо до формули для обчислення кута $\mu$:

$$\mu = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}\gamma_0-\operatorname{ctg}\theta}{\operatorname{ctg}\theta\operatorname{tg}\gamma_0+1}\right). \tag{4.70}$$

На рис. 4.13 представлені залежності $\mu(\gamma_0,\theta)$.

Запишемо рівність кутів для багатокутника $O_cODK$. Виходячи з рис. 4.12, $\angle OO_cK = \varphi_k$, $\angle O_cOD = 180° - \theta = \mu + 90° + \gamma_0$, $\angle ODK = 180° - \gamma_0 + \gamma_k$, $\angle DKO_c = \theta$; тоді

$$360° = \varphi_k + 180° - \theta + 180° - \gamma_0 + \gamma_k + \theta,$$

звідки

$$\varphi_k = \gamma_0 - \gamma_k, \tag{4.71}$$

або

$$360° = \varphi_k + \mu + 90° + \gamma_0 + 180° - \gamma_0 + \gamma_k + \theta;$$
$$\varphi_k = 90° - \mu - \gamma_k - \theta. \tag{4.72}$$

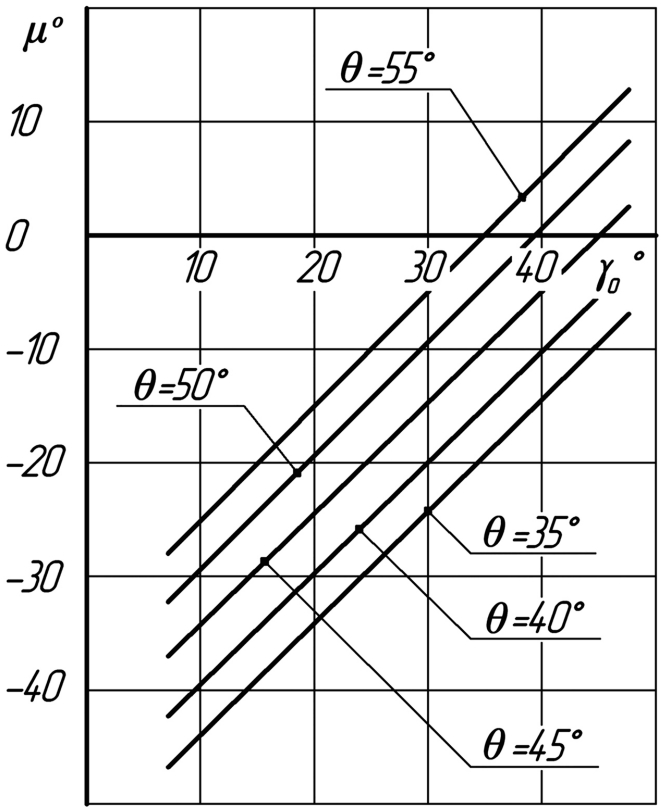



Рис. 4.13. Залежність кута відхилення початкового радіуса-вектора $\mu$ у функції кута розхилу лапи $\gamma_0$ та $\theta$ при зовнішньому розташуванні полярного центра

Запишемо вирази (4.66) і (4.67) для точки *O*, яка є початком координат:

$$O = -x_c + r_0 \sin\mu, \tag{4.73}$$
$$O = -y_c + r_0 \cos\mu. \tag{4.74}$$

Звідки приходимо до формул для визначення центра спіралі $O_c$ через початковий радіус-вектор

$$x_c = -r_0 \sin \mu ; \tag{4.75}$$

$$y_c = -r_0 \cos \mu . \tag{4.76}$$

Для визначення початкового радіуса-вектора $r_0$ запишемо рівняння (4.66) і (4.67), підставивши замість координат поточної точки напівширину захвату *b* та довжину лапи *l*:

$$l = -x_c + r_0 e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right), \tag{4.77}$$

$$b = -y_c + r_0 e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right). \tag{4.78}$$

Підставляючи в отримані вирази значення координат спіралі (4.75) і (4.76), отримаємо:

$$l = -r_0 \sin \mu + r_0 e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right), \tag{4.79}$$

$$b = -r_0 \cos \mu + r_0 e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right). \tag{4.80}$$

Звідки приходимо до виразів для визначення початкового радіуса-вектора через довжину лапи

$$r_0 = \frac{l}{e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right) - \sin \mu}, \tag{4.81}$$

або через ширину напівзахвату лапи:

$$r_0 = \frac{b}{e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right) - \cos \mu}. \tag{4.81}$$

Виключивши з рівнянь (4.81) і (4.82) початковий радіус-вектор $r_0$, отримаємо залежність між напівшириною захвату *b* і довжиною лапи *l*:

$$l = \frac{b\left[e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right) - \sin \mu\right]}{e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right) - \cos \mu} \tag{4.82}$$

або

$$b = \frac{l\left[e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right) - \cos \mu\right]}{e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right) - \sin \mu}. \tag{4.83}$$

З двох формул перевагу потрібно віддавати рівнянню (4.83), так як ширина напівзахвату є технологічним параметром.

На рис. 4.14 представлено залежності $l(b,\theta)$ при фіксованих значеннях кутів $\varphi_k$ і $\mu$. Як бачимо, з ростом кута $\theta$ між радіуомс-вектором спіралі і дотичною довжина лапи збільшується, тому для зниження металоємності необхідно приймати кут $\theta$ якомога меншим, проте не виходити за межі технологічних вимог.

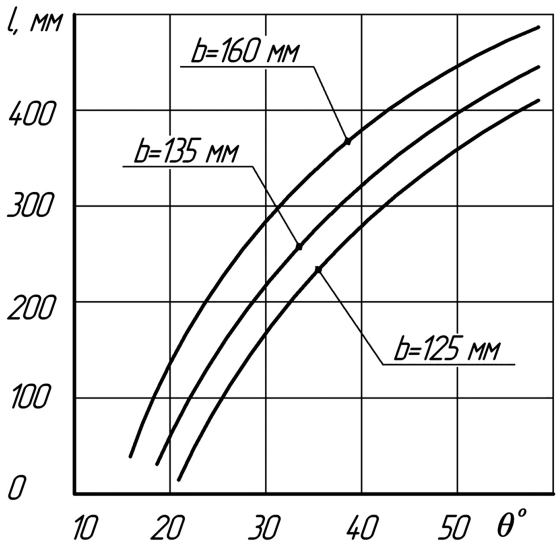



Рис. 4.14. Залежність довжини лапи $l$ і кута $\theta$ при зовнішньому розташуванні полярного центра і різній півширині захвату

У тому випадку, коли задані напівширина захвату $b$ і довжина лапи $l$, потрібно для визначення кінцевого полярного кута повороту радіуса-вектора вирішити будь-яким чисельним методом нелінійне рівняння, яке випливає з виразу (4.83),

$$\varphi_k^{i+1} = \arccos\left\{\frac{b + l\operatorname{ctg}\mu}{A\left[l\left(\operatorname{ctg}\mu + \operatorname{tg}\varphi_k^i\right) + b\left(1 - \operatorname{ctg}\mu\varphi_k^i\right)\right]}\right\} \qquad (4.85)$$

де $i$ – крок ітерації;

$A = e^{\varphi^i \operatorname{ctg}\theta}$.

Обчислення проводять доти, поки різниця $\varphi_k^{i+1} - \varphi_k^i$ буде менша, ніж деяка наперед задана величина $\xi$, яка може дорівнювати $\xi = 0,5°$, або $\xi = 0,0088$ рад.

*Варіант III.* У цьому варіанті полярний центр розташовується всередині спіралі, а полярна вісь $O_cP$ проходить через кінцеву точку дуги спіралі $K$ (рис. 4.15).

Рівняння логарифмічної спіралі в такому випадку буде мати вигляд:

$$x = x_c - r_o e^{w\varphi} \cos(\varphi - \mu); \tag{4.86}$$

$$y = y_c - r_o e^{w\varphi} \sin(\varphi - \mu), \tag{4.87}$$

де $\mu$ – кут нахилу початкового радіуса-вектора до осі $O_x$, град.

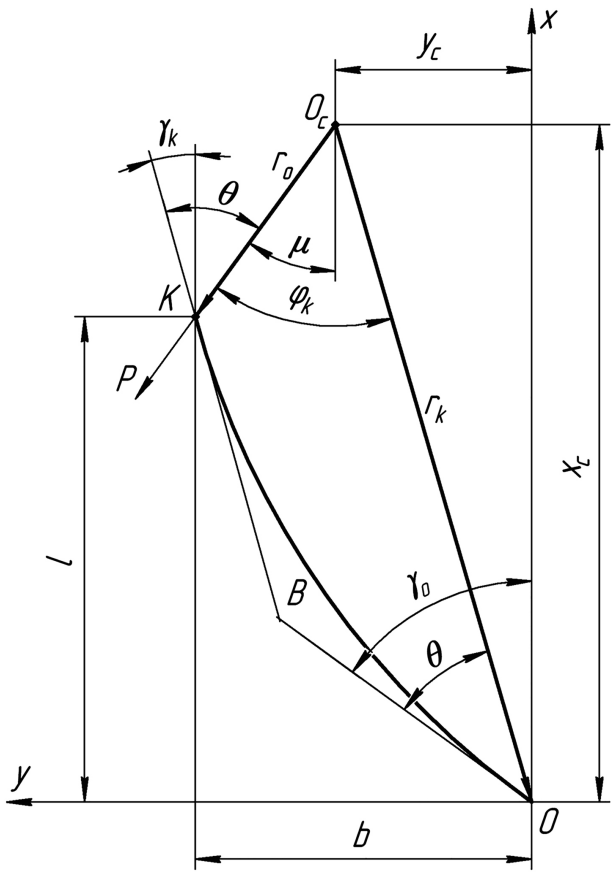



Рис. 4.15. Схема побудови спіралі у випадку внутрішнього розташування полярного центра

Отже, маємо чотири невідомих $\mu$, $r_0$, $x_c$, $y_c$.

Запишемо першу похідну для рівностей (4.86) і (4.87):

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\cos(\varphi - \mu) + \operatorname{ctg}\theta \sin(\varphi - \mu)}{\operatorname{ctg}\theta \cos(\varphi - \mu) - \sin(\varphi - \mu)}. \tag{4.88}$$

Для визначення кута нахилу початкового радіуса-вектора $\mu$ вираз (4.88) розділимо на $\cos(\varphi - \mu)$, а оскільки для початкового радіуса-вектора $\varphi = 0$, то можна записати

$$\operatorname{tg}\gamma_k = \frac{dy}{dx} = \frac{\cos\mu + \operatorname{ctg}\theta\sin\mu}{\operatorname{ctg}\theta\cos\mu - \sin\mu}, \tag{4.89}$$

звідки маємо, що

$$\mu = \operatorname{arctg}\left\{\frac{\operatorname{ctg}\theta\cdot\operatorname{tg}\gamma_k - 1}{\operatorname{tg}\gamma_k + \operatorname{ctg}\theta}\right\} \tag{4.90}$$

де $\gamma_k$ – кут нахилу дотичної в точці $K$, град.

На рис. 4.16 представлено залежності $\mu(\gamma_k, \theta)$. У такому варіанті всі значення кута $\mu$ є негативними на відміну від варіанта 2 зі зовнішнім розташуванням центра спіралі.

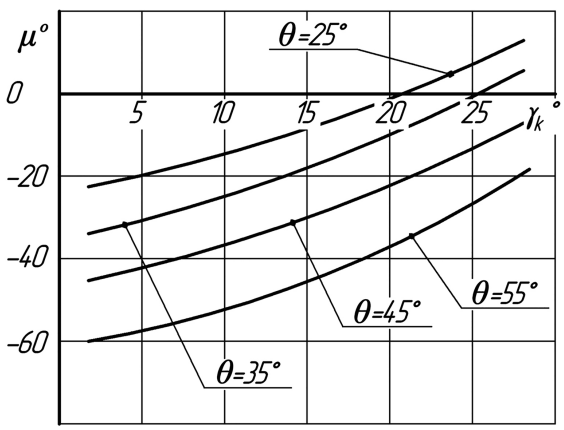



Рис. 4.16. Залежність кута нахилу початкового радіуса-вектора $\mu$ від кутів $\gamma_k$ та $\theta$ при внутрішньому розташуванні полярного центра

Запишемо суму кутів багатокутника $OBKO_c$. У цьому багатокутнику $\angle BOO_c = \theta$;

$\angle OBK = 180° + \gamma_k - \gamma_0$; $\angle BKO_c = 180° - \theta$ та $\angle KO_cO = \varphi_k$.

Тоді сума кутів дорівнюватиме:

$$360° = \theta + 180° + \gamma_k - \gamma_0 + 180 - \theta + \varphi_k.$$

Звідки кінцевий полярний кут повороту радіуса-вектора становитиме

$$\varphi_k = \gamma_0 - \gamma_k. \tag{4.91}$$

Запишемо, підставивши в рівняння (4.86) і (4.87) замість координат $x$ і $y$ конструктивні параметри $l$ та $b$:

$$l = x_c - r_0\cos\mu, \tag{4.92}$$

$$b = y_c - r_0\sin\mu. \tag{4.93}$$

Координати полярного центра спіралі відповідно рівні:

$$x_c = r_0 e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right), \tag{4.94}$$

$$y_c = r_0 e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right). \tag{4.95}$$

Підставляючи у вирази (4.77) і (4.78) отримані значення $x_c$ та $y_c$, виразимо початковий радіус-вектор через напівширину захвату $b$ і довжину лапи $l$:

$$l = r_0 l^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right) - r_0 \cos\mu, \tag{4.96}$$

$$b = r_0 l^{w\varphi} \sin\left(\varphi_k - \mu\right) - r_0 \sin\mu, \tag{4.97}$$

$$r_0 = \frac{l}{e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right) - \cos\mu}, \tag{4.98}$$

$$r_0 = \frac{b}{e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right) - \sin\mu}. \tag{4.99}$$

Аналогічно варіанту II визначимо залежність між конструктивними параметрами $b$ і $l$

$$l = \frac{b\left[e^{w\varphi_k} \cos\left(\varphi_k - \mu\right) - \cos\mu\right]}{e^{w\varphi_k} \sin\left(\varphi_k - \mu\right) - \sin\mu}. \tag{4.100}$$

Підкреслимо, що у виразі $\left(\varphi_k - \mu\right)$ потрібно підставляти абсолютне значення кута $\mu$.

На рис. 4.17 представлено залежності довжини лапи $l$ від ширини напівзахвату $b$ і кута $\theta$. Чітко зрозуміло, що зі зменшенням кута $\theta$ довжина лапи теж зменшується. Так, для $b = 125$ мм при

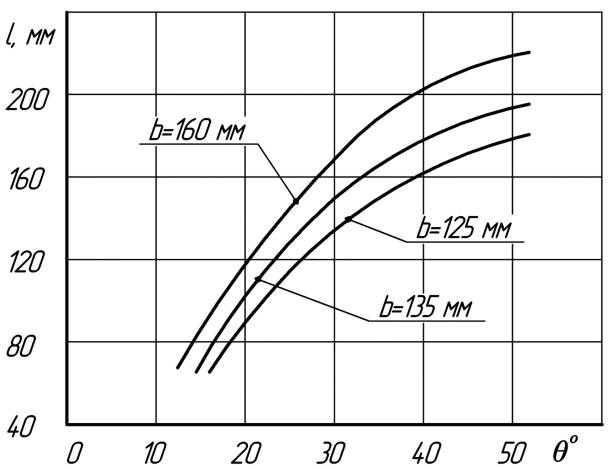



Рис. 4.17. Залежність довжини лапи $l$ від ширини напівзахвату $b$ і кута $\theta$ при внутрішньому розташуванні полярного центра і фіксованому значенні кута $\mu$ ($\mu$ = -35°)

$\theta = 40°$, $\gamma_k = 12°$, $\mu$ = -35°, довжина лапи $l = 170$ мм. Однак тут є істотні обмеження, що накладаються на параметри.

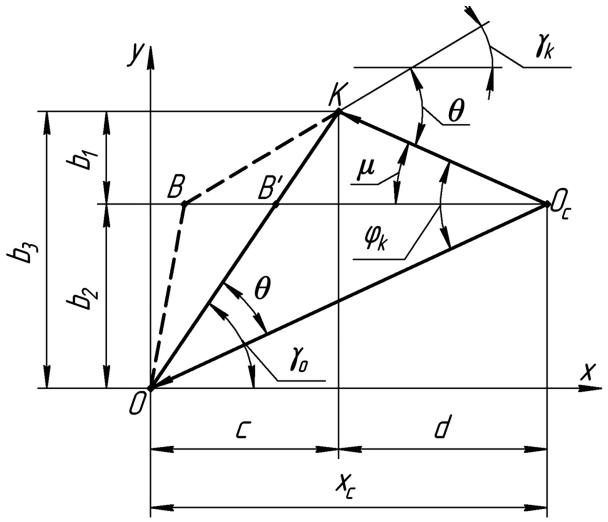


Рис. 4.18. Схема до визначення граничних значень параметрів логарифмічної спіралі

Для встановлення зв'язку між параметрами, а такими виступають кути, звернемося до рис. 4.18, на якому показано випадок, коли точка $B$ потрапляє на лінію $OK$. Це призводить до того, що початковий радіус-вектор $r_0$ стає рівним нескінченності $r_0 = \infty$, а спіраль припиняє існувати.

На рис.4.18 видно, що відрізок $OK$ з одного боку дорівнює

$$OK = \frac{c}{\cos\gamma_0} = \frac{x_c - d}{\cos\gamma_0}, \tag{4.101}$$

а з іншого –

$$OK = \frac{b_3}{\sin\gamma_0} = \frac{b_1 + b_2}{\sin\gamma_0}. \tag{4.102}$$

Прирівнявши ці вирази, маємо, що

$$\frac{x_c - d}{\cos\gamma_o} = \frac{b_1 + b_2}{\sin\gamma_o}. \tag{4.103}$$

А оскільки

$$x_c = r_0 e^{\varphi_k}\cos(\varphi_k - \mu), \tag{4.104}$$

$$d = r_0\cos\mu, \tag{4.105}$$

$$b_1 = r_0\sin\mu, \tag{4.106}$$

$$b_2 = r_0 e^{w\varphi_k}\sin(\varphi_k - \mu), \tag{4.107}$$

то попередній вираз буде виглядати таким чином

$$\frac{r_0 e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta}\cos(\varphi_k-\mu)-r_0\cos\mu}{\cos\gamma_0}=\frac{r_0\sin\mu+r_0 e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\varphi_k}\sin(\varphi_k-\mu)}{\sin\gamma_0}. \quad (4.108)$$

Вилучивши з отриманої рівності $r_0$ і помноживши на $\sin\gamma_0$, отримаємо таке рівняння

$$\operatorname{tg}\gamma_0\left[e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta}\cos(\varphi_k-\mu)-\cos\mu\right]-\sin\mu-e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta}\sin(\varphi_k-\mu)=0. \quad (4.109)$$

Воно дозволяє встановити межі існування логарифмічної спіралі при заданому варіанті розташування полярного центра.

У тому випадку, коли задані одночасно напівширина захвату $b$ і довжина лапи $l$, необхідно для заданих значень кутів $\mu$ і $\theta$ розв'язати нелінійне рівняння для визначення кінцевого полярного кута повороту радіуса-вектора $\varphi_k$. Це рівняння випливає з рівності (4.85) і виглядає таким чином:

$$\varphi_k^{i+1}=\arcsin\left\{\frac{l-b\operatorname{tg}\mu}{e^{\varphi_k^i \operatorname{ctg}\theta}\left[l\left(\operatorname{ctg}\varphi_k^{i+1}\right)-b\left(1-\operatorname{ctg}\varphi_k^i\operatorname{tg}\mu\right)\right]}\right\}. \quad (4.110)$$

де $i$ – крок ітерації.

Розглянемо тепер усі три варіанти проектування спіралі.

*Варіант 1.* Полярний центр спіралі лежить на осі $O_x$, тому він одночасно найпростіший. Кут розхилу лапи $\gamma_0$ дорівнює куту $\theta$ ($\gamma_0=\theta$), отже, обмежується тільки технологічними вимогами.

*Варіант 2.* У такому випадку полярний центр спіралі знаходиться поза спіраллю, тому на кут розхилу лапи $\gamma_0$ немає обмежень.

*Варіант 3* – накладає на кут розхилу лапи певні обмеження. Перше обмеження свідчить про те, що кут розхилу лапи повинен бути більше кута між дотичною і радіусом-вектором

$$\gamma_0>\theta, \quad (4.111)$$

а друге встановлює зв'язок (4.109) на кути $\theta$, $\varphi_k$, $\mu$, $\gamma_0$. У противному випадку спіраль припиняє існувати.

Таким чином, викладене підтверджує, що найбільш загальним варіантом проектування лапи є варіант із зовнішнім розташуванням центра спіралі, бо він допускає найменше обмеження на параметри. Однак перший і другий варіанти можна застосовувати під час проектування лап у окремих випадках.

## 4.6. Обґрунтування параметрів і алгоритм проектування універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом

### *4.6.1. Обґрунтування параметрів поверхні універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом*

Основними вихідними параметрами при проектуванні поверхні універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом є: $2\gamma_0$ – початковий кут розхилу лапи; $\gamma_k$ – кінцевий кут розхилу лапи; $2b$ – ширина захвату; $\theta$ – кут між дотичною і радіусом-вектором, які приймають на підставі певних вимог.

Початковий кут розчину лапи $2\gamma_0$ визначають за формулами (4.49) і (4.50) і знаходиться в межах $\gamma_0 < 37°20' - 40°29'$. Зазначені межі кута $\gamma_0$ забезпечують схід бур'янів у носку лапи.

Кінцевий кут розчину $\gamma_k$ приймається в межах $\gamma_k = 0 - 5°$.

Ширина захвату $2b$ приймається рівною 250, 270, 330 мм. Цей параметр повинен збігатися зі стандартною шириною захвату існуючих лап, так як розміщення робочих органів на культиваторах усіх марок ґрунтується саме на цих розмірах.

Кут між радіусом-вектором і дотичною $\theta$ потрібно приймати в межах $\theta = 26°30' - 44°40'$, тобто між кутом тертя ґрунту по сталі і максимальним кутом тертя бур'янів по металу.

### *4.6.2. Конструювання леза як напрямної кривої поверхні лапи*

Розглянемо тільки два способи проектування леза лапи: на базі поліномів і на базі логарифмічної спіралі.

Конструювання леза на базі логарифмічної спіралі виконується в такій послідовності:

1) визначити Декартову систему координат *Oxyz* так, щоб вісь *Ox* розташувалася протилежно ходу лапи; тоді вісь *Oy* розташується перпендикулярно;

2) вибрати варіант розташування полярного центра спіралі.

*Варіант I.* Симетричне розташування полярного центра.

Застосування цього варіанта обумовлено рівністю початкового кута розхилу $\gamma_0$ і кута $\theta$ між радіусом-вектором і дотичною, тобто $\gamma_0 = \theta$.

а) приймаємо, на основі зазначених меж ширину напівзахвату лапи *b,* початковий кут розхилу лапи $\gamma_0$, кут $\theta$ між радіусом-вектором і дотичною, кінцевий кут розхилу $\gamma_k$;

б) за формулою (4.59) визначаємо кінцевий полярний кут повороту радіуса-вектора

$$\varphi_k = \theta - \gamma_k; \tag{4.112}$$

в) через ширину напівзахвату лапи *b* за формулою (4.61) визначаємо величину початкового радіуса-вектора

$$r_0 = \frac{b}{\sin \varphi_k}; \tag{4.113}$$

г) за виразом (4.62) розраховуємо координату $x_c$ полярного центра спіралі, маючи на увазі, що $y_c = 0$,

$$x_c = r_0 e^{\varphi_k \operatorname{ctg} \theta}. \tag{4.114}$$

*Варіант II.* Зовнішнє розташування центра спіралі.

Цей варіант застосовується в тому випадку, коли кут між радіусом-вектором і дотичною приблизно дорівнює 45°, $\theta \approx 45°$, $\gamma_0 \approx \theta$.

а) приймаємо на підставі зазначених меж ширину напівзахвату лапи *b*, початковий і кінцевий кути розхилу $\gamma_0$ і $\gamma_k$, кут $\theta$ між радіусом-вектором і дотичною;

б) визначаємо за формулою (4.70) кут відхилення початкового радіуса-вектора $r_0$ від осі *Oy*

$$\mu = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}\gamma_0 - \operatorname{ctg}\theta}{\operatorname{ctg}\theta\operatorname{tg}\gamma_0 + 1}\right); \tag{4.115}$$

в) кінцевий полярний кут повороту радіуса-вектора $\varphi_k$ визначаємо за виразом (4.72)

$$\varphi_k = 90° - \mu - \gamma_k - \theta. \tag{4.116}$$

г) задаючись значенням напівширини захвату $b$, за формулою (4.81) розраховуємо величину початкового радіуса-вектора

$$r_0 = \frac{b}{e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta}\cos(\varphi_k - \mu) - \cos\mu}. \tag{4.117}$$

д) за формулами (4.75) і (4.76) обчислюємо Декартові координати полярного центра спіралі

$$x_c = -r_0 \sin\mu; \tag{4.118}$$

$$y_c = -r_0 \cos\mu. \tag{4.119}$$

*Варіант III.* Внутрішнє розташування полярного центра спіралі.

Застосовуємо варіант у тому випадку, коли кут між дотичною і радіусом-вектором менше початкового кута розхилу, тобто $\theta < \gamma_0$.

а) приймаємо значення параметрів $b$, $\gamma_0$, $\gamma_k$ та $\theta$;

б) за формулою (4.90) визначаємо кут відхилення початкового радіуса-вектора від осі $Ox$

$$\mu = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{ctg}\theta\operatorname{tg}\gamma_k - 1}{\operatorname{tg}\gamma_k + \operatorname{ctg}\theta}\right); \tag{4.120}$$

в) кінцевий полярний кут повороту радіуса-вектора визначаємо за рівнянням (4.71)

$$\varphi_k = \gamma_0 - \gamma_k; \tag{4.121}$$

г) задаючись значенням напівширини захвату $b$ з рівняння (4.99), обчислюємо величину початкового радіуса-вектора

$$r_0 = \frac{b}{e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta} \sin(\varphi_k - \mu) - \sin\mu}; \tag{4.122}$$

д) координати полярного центра спіралі визначаємо відповідно до формул (4.94) і (4.95):

$$x_c = r_0 e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta} \cos(\varphi_k - \mu); \tag{4.123}$$

$$y_c = r_0 e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta} \sin(\varphi_k - \mu). \tag{4.124}$$

*Варіант IV*. Будуємо напрямну криву, яка одночасно є і лезом лапи:

а) у разі задання леза лапи поліномом $P(x)$ відрізок координати $[x_1, x_k]$ розбиваємо на *n* частин, визначаючи при $x_1 = 0$ крок збільшення параметра *x*

$$h = \frac{x_k}{n} \quad \text{при} \quad x_1 \neq 0; \quad h = \frac{x_k - x_1}{n}; \tag{4.125}$$

б) обчислюємо координати значення кривої за формулою

$$y_i = P(x_i), \tag{4.126}$$

де $x_i = x_{i-1} + h$, $x_1 = 0$;

в) формуємо масив значень точок кривої $A_i\,(i = 1,2,3,...,n)$ у вигляді матриці розміром $2\times n$, перший рядок якої представляє значення координати $x_i$, а другий – значення $y_i$

$$A = \begin{vmatrix} x_1\ x_2\ x_3 \ldots x_k \\ y_1\ y_2\ y_3 \ldots y_k \end{vmatrix}; \tag{4.127}$$

г) при проектуванні напрямної за логарифмічною спіраллю визначаємо приріст незалежного параметра, яким є полярний кут повороту радіуса-вектора

$$\Delta\varphi = \frac{\varphi_k}{n}, \tag{4.128}$$

де $n$ – кількість точок, в яких обчислюються значення поточного радіус-вектора $\varphi_i$;

д) обчислюємо Декартові координати кривої за формулами:

• для варіанта I –

$$x_i = x_c - r_o e^{\varphi_i \operatorname{ctg}\theta} \cos\left(\varphi_k - \varphi_i\right), \tag{4.129}$$

$$y_i = r_o e^{\varphi_i \operatorname{ctg}\theta} \sin\left(\varphi_k - \varphi_i\right); \tag{4.130}$$

• для варіанта II –

$$x_i = -x_c + r_o e^{\varphi_i \operatorname{ctg}\theta} \sin\left(\varphi_i - \mu\right), \tag{4.131}$$

$$y_i = -y_c + r_o e^{\varphi_i \operatorname{ctg}\theta} \cos\left(\varphi_i - \mu\right); \tag{4.132}$$

• для варіанта III –

$$x_i = x_c - r_o e^{\varphi_i \operatorname{ctg}\theta} \cos\left(\varphi_i - \mu\right), \tag{4.133}$$

$$y_i = y_c - r_o e^{\varphi_i \operatorname{ctg}\theta} \sin\left(\varphi_i - \mu\right), \tag{4.134}$$

де $\varphi_i = \varphi_{i-1} + \Delta\varphi$, $\varphi_1 = 0$;

е) формуємо масив значень точок кривої $A_i\,(i = 1,2,3,...,n)$ у вигляді матриці $3\times n$, в якій першим рядком є значення незалежної змінної $\varphi_1$, друга являє значення координати $x_i$, а третя – координату $y$.

$$A = \begin{vmatrix} \varphi_1\ \varphi_2\ \varphi_3 ... \varphi_n \\ x_1\ x_2\ x_3 ... x_n \\ y_1\ y_2\ y_3 ... y_n \end{vmatrix}; \tag{4.135}$$

є) будуємо систему координат *Oxyz* так, як зображено на рис. 4.19. За результатами обчислень, які включені до матриці $A$, будуємо ліву і праву гілки напрямної кривої $m(x, y)$.

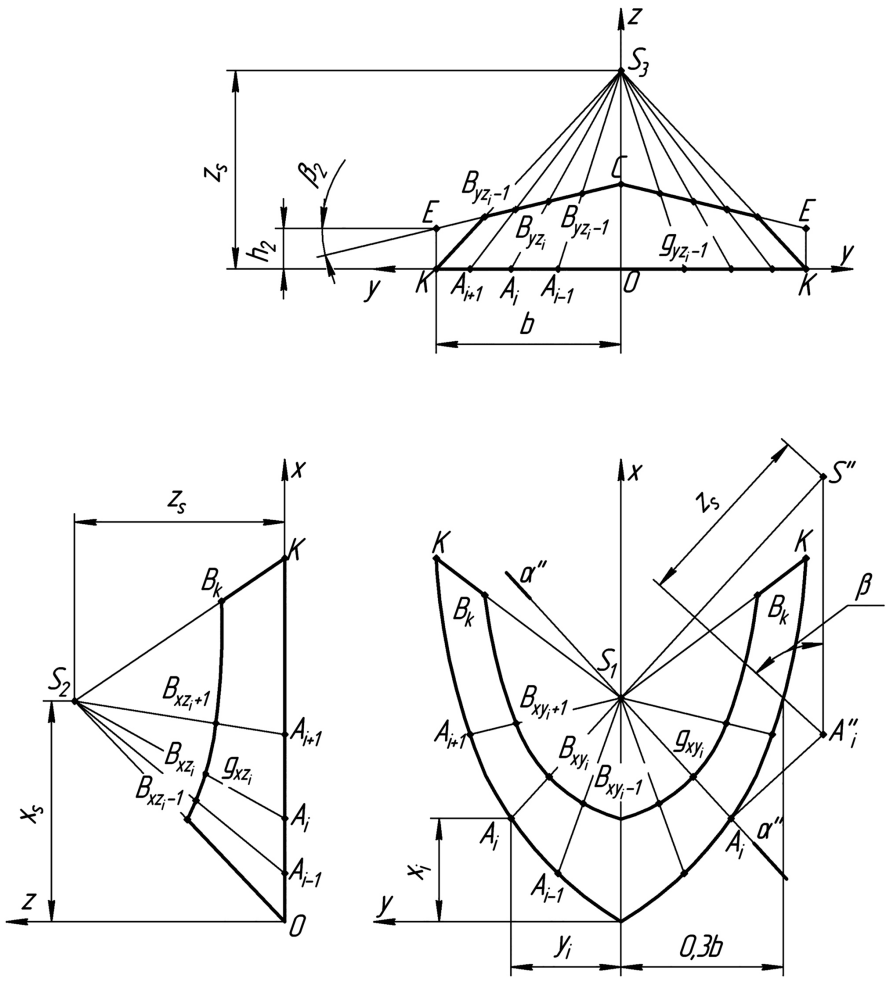



Рис. 4.19. Формування каркаса твірних і робочої поверхні універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом

### *4.6.3. Поверхня і перерізи культиваторної лапи та їх побудова*

Побудова поверхні універсальної культиваторної лапи полягає в заданні каркаса твірних $g_i\,(i=0,1,2,...,n)$, що проходять через вершину $S(x_s, y_s, z_s)$ і точку інцидентності $A_i(x_i, y_i)$ з кривою $m(x, y)$.

1. Задаємо координати вершини поверхні *S*. Координата $y_s = 0$, так як вершина поверхні розташовується в площині симетрії.

Координата $x_s$ вибирається в межах $x_s = (0,55,...,1)l$, де

$$l = \frac{b\left[e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta}\cos(\varphi_k - \mu) - \cos\mu\right]}{e^{\varphi_k \operatorname{ctg}\theta}\sin(\varphi_k - \mu) - \sin\mu}. \qquad (4.136)$$

По ширині захвату (вісь $Oy$) визначаємо точку $A_i$ з координатою $y_i \approx 0,3b$, яка задовольняє нерівність $y_{i+1} < y_i < y_{i-1}$. Координата $z_s$ визначиться в такий спосіб

$$z_s = \operatorname{tg}\beta\sqrt{y_i^2 + \left(x_s - x_i\right)^2}, \tag{4.137}$$

де $\beta$ – кут нахилу твірної *i* до горизонтальної площини; приймається в межах $\beta = 20 - 30°$.

2. Кожна проекція *i*-тої твірної задається двома параметрами із загального рівняння: кутовим коефіцієнтом $r_i$ та вільним членом $b_i$,

$$y = rx + b. \tag{4.138}$$

Виходячи з рівнянь (4.39), (4.40) та (4.41) обчислюємо коефіцієнти *r* і *b* як зазначено нижче:

• на горизонтальній площині проекції $Oxy$ –

$$r_{xyi} = \frac{y_i}{x_i - x_s}, \tag{4.139}$$

$$b_{xyi} = \frac{y_i x_s}{x_i - x_s}; \tag{4.140}$$

• на фронтальній площині проекції $Oyz$ –

$$r_{yzi} = \frac{-z_s}{y_i}, \tag{4.141}$$

$$b_{yzi} = z_s; \tag{4.142}$$

• на профільній площини проекції $Oxz$ –

$$r_{xzi} = \frac{-z_s}{x_i - x_s}, \tag{4.143}$$

$$b_{xzi} = -z_s\left(\frac{x_s}{x_i - x_s} + 1\right). \tag{4.144}$$

3. За отриманими розрахунками формуємо масиви у вигляді матриць розміром 2×*n.* Визначальні положення *i*-тої твірної на площинах проекції:

• на горизонтальній площині проекцій *Oxy:*

$$g_{xy} = \begin{vmatrix} r_{xy1}\ r_{xy2}\ r_{xy3}...r_{xyn} \\ b_{xy1}\ b_{xy2}\ b_{xy3}...b_{xyn} \end{vmatrix}; \tag{4.145}$$

• на фронтальній площині проекцій *Oyz*:

$$g_{yz} = \begin{vmatrix} r_{yz1}\ r_{yz2}\ r_{xy3}...r_{xyn} \\ b_{yz1}\ b_{yz2}\ b_{yz3}...b_{yzn} \end{vmatrix}; \tag{4.146}$$

• на профільній площині проекцій *Oxz*:

$$g_{xz} = \begin{vmatrix} r_{xz1}\ r_{xz2}\ r_{xz3}...r_{xzn} \\ b_{xz1}\ b_{xz2}\ b_{xz3}...b_{xzn} \end{vmatrix}. \tag{4.147}$$

4. Проводимо каркас прямолінійних твірних, відсікаючи відрізки, які виходять за вершини *S* і точку інцидентності *A*.

5. Побудову проекцій лапи починаємо з фронтальної. Для цього на фронтальній проекції задаємо пряму *CE* (рис. 4.19), яка визначає проекцію верхнього обріза лапи. Пряма *CE* проходить через точку *E* з координатами $y_E = b$, $z_E = 10-12$ мм під кутом $\beta_2 = 10-12°$ до осі $Oy$. Внаслідок цього її рівняння буде мати такий вигляд

$$z = -\operatorname{tg}\beta_2 y - \operatorname{tg}\beta_2 b + h_2 . \tag{4.148}$$

Точки фронтальної проекції верхнього обріза лапи визначаються спільним рішенням системи рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} z &= \operatorname{tg}\beta_2 y - \operatorname{tg}\beta_2 b + h_2 \\ z &= \frac{-z_s}{y_i} y + z_s \end{aligned}\right\}, \tag{4.149}$$

звідки отримуємо формули для обчислення координат точок обріза $B_i$ на фронтальній площині проекцій:

$$z_{Bi} = \frac{\operatorname{tg}\beta_2 (y_i - b) + h_2}{1 + \frac{y_i}{z_s}\operatorname{tg}\beta_2};\ y_{Bi} = -\frac{y_i}{z_s}\left[\frac{\operatorname{tg}\beta_2 (y_i - b) + h_2}{1 + \frac{y_i}{z_s}\operatorname{tg}\beta_2}\right] + y_i. \qquad (4.150)$$

На горизонтальній площині проекцій проекції точок верхнього обріза $B_{yi}$ обчислимо шляхом підстановки значення координати $y_{B_{yzi}}$ в рівняння горизонтальної проекції твірної і перетворивши його відносно координати *x*:

$$x_{Bi} = \frac{x_i - x_s}{y_i}\left\{-\frac{y_i}{z_s}\left[\frac{\operatorname{tg}\beta_2 (y_i - b) + h_2}{1 + \frac{y_i}{z_s}\operatorname{tg}\beta_2}\right] + y_i\right\} - x_s. \qquad (4.151)$$

На профільній площині проекції лінія верхнього обріза формується координатами $x_{ві}$ та $z_{ві}$: $B_{xz}(x_{ві}, z_{ві})$.

Формуємо масиви точок верхнього обріза як три матриці розміром $2 \times n$ наступним чином:

• на горизонтальній площині проекцій *Oxy*

$$B_{xy} = \begin{vmatrix} x_{в1}\ x_{в2}\ x_{в3}...x_{вn} \\ y_{в1}\ y_{в2}\ y_{в3}...y_{вn} \end{vmatrix}; \qquad (4.152)$$

• на фронтальній площині проекцій

$$B_{xz} = \begin{vmatrix} x_{в1}\ x_{в2}\ x_{в3}...x_{вn} \\ z_{в1}\ z_{в2}\ z_{в3}...z_{вn} \end{vmatrix}; \qquad (4.153)$$

• на профільній площині проекцій

$$B_{yz} = \begin{vmatrix} y_{в1}\ y_{в2}\ y_{в3}...y_{вn} \\ z_{в1}\ z_{в2}\ z_{в3}...z_{вn} \end{vmatrix}. \qquad (4.154)$$

З'єднуємо отримані точки, викреслюючи проекції обріза лапи.

6. Побудову перерізів лапи виконуємо за допомогою фронтальних ($x_j = \alpha_F$), горизонтальних ($z_q = \beta_G$) і профільних ($y_p = \gamma_p$) площин рівня, де $\alpha_F$, $\beta_G$ і $\gamma_p$ – деякі фіксовані числа, що показують відстань площин від початку координат (рис. 4.20).

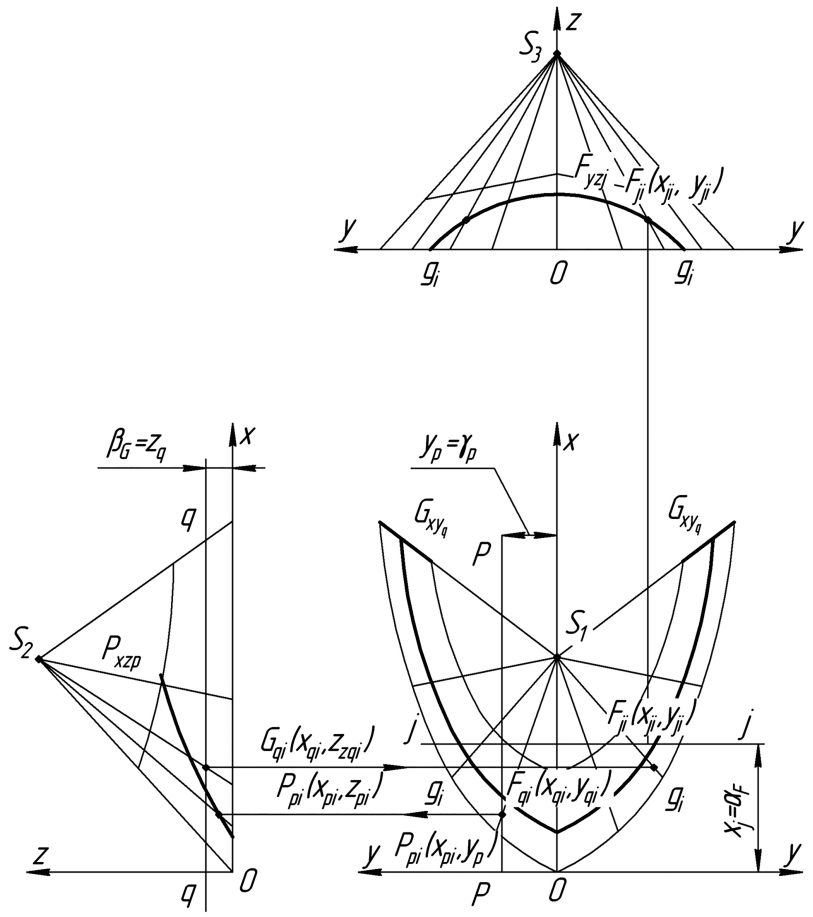



Рис. 4.20. Побудова горизонтальних, фронтальних і профільних перерізів універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом

7. Побудову фронтальних перерізів починаємо з визначення кроку розташування фронтальних площин

$$\Delta x_F = \frac{l}{f}, \tag{4.155}$$

де $f$ – кількість площин.

Підставляючи послідовно значення кроку $\Delta x_F$ в рівняння горизонтальних проекцій твірних $g_{xyi}$, отримуємо значення координат $y_{ji}\,(i = 1, 2, 3, ...n)$ для $j$-го перерізу:

$$y_{ji} = r_{xyi} x_j + b_{xyi}, \tag{4.156}$$

де $x_j = x_{j-1} + \Delta x_F$; $x_1 = 0$, $j = 1, 2, 3, ...f$.

Отримавши значення координат $y_{ji}$, підставляємо їх в рівняння фронтальних проекцій твірних $g_{yzi}$ і обчислюємо координату $z_i\,(i=1,2,3,...,n)$ для *j*-го перерізу:

$$z_{ji} = r_{yzi} y_{ji} + b_{yzi}, \quad j = 1,2,3,...,f\,. \tag{4.157}$$

З отриманих значень $y_{ji}$ та $z_{ji}$ формуємо тривимірний масив розмірністю $3\times f\times n$:

$$F = \begin{array}{c} j=1, \quad j=2, \quad \ldots, \quad j=f \\ \begin{vmatrix} x_1x_1x_1,...,x_1 & x_2x_2x_2,...,x_2 & ... & x_fx_fx_f,...,x_f \\ y_{11}y_{12}y_{13},...,y_{1n} & y_{21}y_{22}y_{23},...,y_{2n} & ... & y_{f1}y_{f2}y_{f3},...,y_{fn} \\ z_{11}z_{12}z_{13},...,z_{1n} & z_{21}z_{22}z_{23},...,z_{2n} & ... & z_{f1}z_{f2}z_{f3},...,z_{fn} \end{vmatrix} \end{array}. \tag{4.158}$$

8. Горизонтальні перерізи *G* починаємо визначати з обчислення кроку розташування горизонтальних площин

$$\Delta z_G = \frac{z_s}{m}, \tag{4.159}$$

де *m* – кількість горизонтальних перетинів.

Підставляючи послідовно значення кроку $\Delta z_G$ в перетворені рівняння профільних проекцій твірних $g_{xzi}$, отримуємо значення координати $x_{qi}\,(i=1,2,3,...,n)$ для *q*-го перерізу:

$$x_{qi} = \frac{1}{r_{xzi}}(z_q + b_{xzi}), \quad q = 1,2,3,...,m\,; \tag{4.160}$$

де $z_q = z_{j-1} + \Delta z_G$; $z_1 = 0$, $q = 1,2,3,...,m$.

Підставляючи значення координати $x_{qi}$ в рівняння горизонтальних проекцій твірних $q_{xyi}$, отримуємо координату $y_{qi}\,(i=1,2,3,...,n)$ для *q*-го перерізу:

$$y_{qi} = r_{xyi} x_{qi} + b_{xyi}, \; q = 1,2,3,...,m\,. \tag{4.161}$$

З отриманих значень $x_{qi}$ і $y_{qi}$ формуємо тривимірний масив розміром $3\times n\times m$

$$q=1,\quad q=2,\quad \ldots\quad q=m;$$
$$G=\begin{vmatrix} x_{11}x_{12}x_{13},...,x_{1n} & x_{21}x_{22}x_{23},...,x_{2n} & \ldots & x_{m1}x_{m2}x_{m3},...,x_{mn} \\ y_{11}y_{12}y_{13},...,y_{1n} & y_{21}y_{22}y_{23},...,y_{2n} & \ldots & y_{m1}y_{m2}y_{m3},...,y_{mn} \\ z_1z_1z_1,...,z_1 & z_2z_2z_2,...,z_2 & \ldots & z_mz_mz_m,...,z_m \end{vmatrix}. \quad (4.162)$$

9. Профільні перерізи *P* будуємо аналогічно попереднім. Визначаємо крок перетинів

$$\Delta y_p=\frac{b}{s}, \quad (4.163)$$

де *s* – кількість перерізів.

Значення координати $y_p$ підставляємо в перетворене рівняння горизонтальної проекції твірної $g_{xyi}$, визначаємо координату $x_{pi}\,(i=1,2,3,...,n)$ для *p*-го перерізу:

$$x_{pi}=\frac{1}{r_{xzy}}\left(y_p+b_{xyi}\right), \quad (4.164)$$

де $y_p=y_{p-1}+\Delta y_p$; $y_1=0$, $p=1,2,3,...,s$.

Підставляючи отримані значення координат $x_{pi}$ в рівняння фронтальної проекції твірної, отримаємо координату $z_{pi}$:

$$z_{pi}=r_{xzi}x_{p_i}+b_{xzi},\ i=1,2,3,...,n. \quad (4.165)$$

З отриманих значень, аналогічно попереднім, будуємо тривимірний масив $3\times n\times s$:

$$p=1,\quad p=2,\quad \ldots\quad p=s;$$
$$G=\begin{vmatrix} x_{11}x_{12}x_{13},...,x_{1n} & x_{21}x_{22}x_{23},...,x_{2n} & \ldots & x_{s1}x_{s2}x_{s3},...,x_{sn} \\ y_1y_1y_1,...,y_1 & y_2y_2y_2,...,y_2 & \ldots & y_sy_sy_s,...,y_s \\ z_{11}z_{12}z_{13},...,z_{1n} & z_{21}z_{22}z_{23},...,z_{2n} & \ldots & z_{s1}z_{s2}z_{s3},...,z_{sn} \end{vmatrix}. \quad (4.166)$$

### *4.6.4. Побудова розгортки поверхні лапи*

Побудову розгортки виконуємо визначенням натуральних величин трикутників $SA_iA_{i+1}$, утворених суміжними твірними $q_i$ і $q_{i+1}\,(i=1,2,3,...,n)$ і визначенням точок $A_{oi}$ і $B_{oi}$ в системі координат $OX_0Y_0$, в якій виконується розгортка.

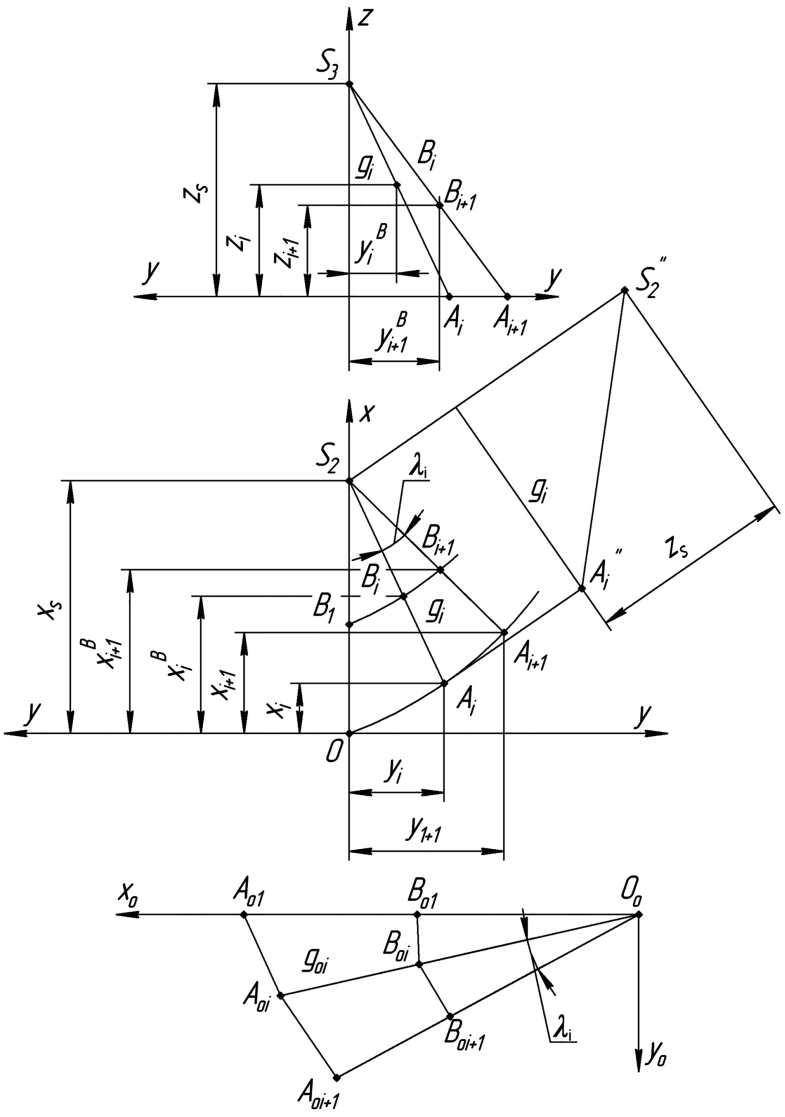



Рис. 4.21. Побудова розгортки робочої поверхні універсальної культиваторної лапи з криволінійним лезом

Аналізуючи рис. 4.21, переконуємося, що величина $L_i$ дорівнює

$$L_i = \sqrt{g_i^2 + z_s^2}\,, \tag{4.167}$$

де $g_i$ – проекція твірної на горизонтальну площину проекцій$ визначається формулою:

$$g_i = \sqrt{\left(x_s - x_i\right)^2 + y_i^2} \ . \tag{4.168}$$

Величина відрізка $A_iA_{i+1}$ дорівнює

$$A_iA_{i+1} = \sqrt{\left(x_{i+1} - x_i\right)^2 + \left(y_{i+1} - y_i\right)^2} \ . \tag{4.169}$$

Кут $\lambda$ при вершині $S_o$ трикутника $S_oA_iA_{i+1}$ визначимо на основі теореми косинусів:

$$\lambda_i = \arccos\left(\frac{L_i^2 + L_{i+1}^2 - A_iA_{i+1}}{2L_iL_{i+1}}\right). \tag{4.170}$$

Точки $A_{oi}$, які визначають форму леза розгортки, знаходимо на площині $OX_0Y_0$ таким чином:

$$x_{o_i} = L_i \cos\lambda_i \ ; \ y_{o_i} = L_i \sin\lambda_i \ . \tag{4.171}$$

Зауважимо, що першу точку $i = 1$ необхідно поєднати з віссю $OX_0$, тоді $\lambda_i = 0$.

Лінію верхнього обріза, утворену точками $B_i\,(i = 1,2,3,...,n)$, будуємо на основі розв'язку системи рівнянь:

$$y_{o_i} = x_{o_i}\left(\operatorname{tg}\sum_{j=1}^{i}\lambda_{ji}\right); \quad R_i^2 = x_i^2 + y_i^2 \ . \tag{4.172}$$

Першим є рівняння твірної, де $L_i$ на площині $OX_0Y_0$, а інше – рівняння кола з центром на початку координат $O$ і радіусом $R_i$, який дорівнює відрізку $SB_i$.

Відрізок $SB_i$ визначимо за формулою

$$R_i = SB_i = \sqrt{(x_s - x_{вi})^2 + y_{в_i}^2 + (z_s - z_{в_i})^2} \ . \tag{4.173}$$

Підставляючи перетворене рівняння прямої в рівняння кола, отримуємо формулу для обчислення координати $x_{o_i}$ точки $B_{o_i}$

$$x_{o_i} = \sqrt{\frac{SB_i}{1 + \operatorname{tg} \sum_{j=1}^{i} \lambda_j}} . \tag{4.174}$$

Координату $y_{o_i}$ визначаємо так:

$$y_{o_i} = x_{o_i} \operatorname{tg} \sum_{j=1}^{i} \lambda_j . \tag{4.175}$$

Отримані точки з'єднуємо плавною кривою, отримуючи лінію верхнього обріза.

Аналогічні побудови виконуємо для іншої напівповерхні лапи.

Наведений алгоритм можна здійснити графічно. При цьому порядок дій не змінюється, а побудови показано на рисунках.

### *4.6.5. Досвід проектування універсальних культиваторних лап з криволінійним лезом*

За розробленою методикою спроектований ряд універсальних культиваторних лап з криволінійним лезом для деяких ґрунтово-кліматичних умов.

Регіон застосування лапи – центральна і південна частина України.

Ґрунти: важкосуглинистий південний чорнозем з наступним діапазоном твердості 1,51-1,78 МПа, середньою вологістю 19,26-26,98 %.

*Лапа шириною* 250 мм. Кут розхилу лапи $2\gamma_0 = 60°$. Ширина захоплення $2b = 250$ мм. Довжина лапи $l = 272$ мм. Кінцевий кут розхилу лапи $\gamma_k = 3°$. Кут між радіусом-вектором логарифмічної спіралі і дотичною дорівнює $\theta = 37°$. Кут нахилу верхнього обріза фронтальної проекції $\beta_2 = 12°$. Висота нижньої точки верхнього обріза $Z_E = 10$ мм. Кут нахилу твірної поверхні в першій третині леза $\beta = 22°$. Координати вершини конічної поверхні $X_s = 155$ мм, $Z_s = 40$ мм.

*Лапа шириною* 270 мм. Параметри лапи такі: кут розхилу лапи $2\gamma_0 = 60°$; захват $2b = 270$ мм; довжина $l = 272$ мм; кінцевий кут $\gamma_k = 7°$; кут між радіусом-вектором і дотичною $\theta = 42°$; кут верхнього

обріза $\beta_2 = 10°$; висота нижньої точки верхнього обріза $Z_E = 10$ мм; кут нахилу твірної поверхні в першій третині леза $\beta = 28°$; координати вершини конічної поверхні $X_s = 155$ мм, $Z_s = 40$ мм. Креслення лапи представлено на рис. 4.22. Як видно на рисунку, поперечні перерізи лапи I, II,...,VI мають малу кривизну, що представляє значну зручність при виготовленні шаблонів поверхні.

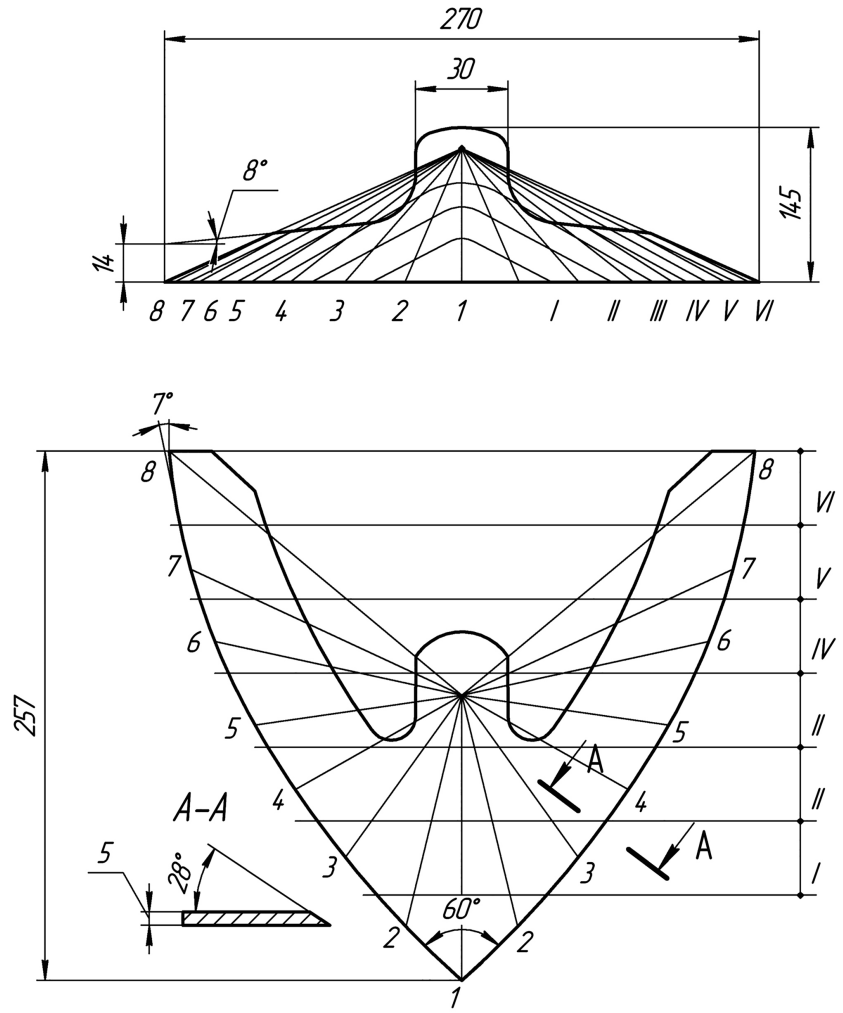



Рис. 4.22. Загальний вигляд лапи з криволінійним лезом і основними параметрами

*Лапа шириною* 330 мм. Для цієї лапи параметри мають такі значення: $2\gamma_0 = 60°$; $2b = 330$ мм; $l = 272$ мм; $\gamma_k = 7°$; $\theta = 40°$; $\beta_2 = 9°$; $Z_E = 15$ мм; $\beta = 18°$; $X_s = 160$ мм; $Z_s = 57$ мм. Креслення лапи аналогічне, як на рис. 4.22, тому тут не наводиться. Ця поверхня також має малу кривизну поперечних перерізів.

Оскільки поверхня лапи складається з двох напівповерхонь, а твірна 1 (рис. 4.22) для них загальна, то лапа має невеликий злам поверхні, який при виготовленні можна усунути, виконавши спряження напівповерхонь радіусом, що дорівнює 15-20 мм.

У результаті проведених розрахунків та досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблена геометрична модель лінійчастої розгортної поверхні культиваторної лапи підвищеної обтічності, яка має криволінійне лезо, що слугує напрямною.

2. Запропонований спосіб опису криволінійного леза лапи поліномом третього ступеня, коефіцієнти якого визначаються з огляду на конструктивні параметри: ширину напівзахвату – $b$; початковий кут розхилу – $\gamma_0$; кінцевий кута розхилу – $\gamma_k$.

3. Виведено рівняння в Декартових координатах і запропоновано три варіанти проектування криволінійного леза лапи залежно від розташування полярного центра логарифмічною спіраллю: симетричне розташування – центр знаходиться у вертикально-поздовжній площині симетрії; зовнішнім і внутрішнім розташуванням.

4. Встановлено межі зміни параметрів поверхні лапи:

- початковий кут розхилу, $2\gamma_0 = 55 - 60°$;
- ширина захвату, $2b = 250, 270, 320$ мм;
- кінцевий кут розхилу, $\gamma_k = 3...7°$;
- кут між радіусом-вектором і дотичною, $\theta = 35 - 45°$;
- кут нахилу фронтальної проекції верхнього обріза, $\beta_2 = 10 - 12°$;
- висота нижньої точки верхнього обріза, $z_E = 10 - 12$ мм;
- кут нахилу твірної поверхні лапи в першій третині леза, $\beta = 20 - 30°$;
- координата вершини конічної поверхні, $x_c = 0,55 - l$.

5. Розроблений алгоритм конструювання культиваторної лапи, що включає задання каркаса поверхні, визначення проекцій лапи, побудови горизонтальних, фронтальних, профільних перерізів і побудови розгортки.

6. Досвід проектування універсальних культиваторних лап шириною 250, 270 і 330 мм підтверджує придатність методики до проектування лап різних типів.

# 5. ДИСКОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ І МАШИНИ НА ЇХ ОСНОВІ

## 5.1. Аналіз конструкцій дисків

Як знаряддя, що мають, за аналогією з полицевим плугом, кути кришення, зсуву і обертання, можна розглядати дискові робочі органи. Але додатково вони повинні задовольняти ряду специфічних вимог, наприклад, лущення стерні, розподіл соломи, створення мульчі та інше. Диски також використовують у посівних агрегатах. Тому з метою більш якісної адаптації під конкретні вимоги використовують диски різного виконання. Розглянемо декілька дисків найпоширеніших конструкцій, зокрема, сферичні зі суцільним лезом (рис. 5.1).

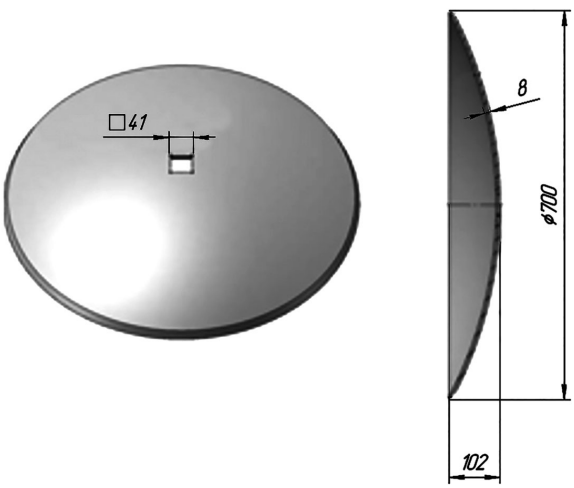


Рис. 5.1. Суцільний сферичний диск

Суцільний сферичний диск виконує операції підрізання, кришення, обертання і зсуву на відносно легких ґрунтах. Використовується на легких боронах і лущильниках, на важких боронах як другого проходження (сліду), у дискаторах і легких плугах.

Диски зі суцільним лезом (діаметром 550-700 мм) застосовують під час обробітку ґрунту на глибину до 14 см та за наявності на поверхні крупностеблових пожнивних решток. Диски меншого діаметра виконують лущення ґрунту на глибину до 4-6 см з легкими пожнивними рештками на поверхні, наприклад, подрібненої соломи. Недоліком малих дисків є велика ймовірність пробуксовування з утратою обертання. Як наслідок – забивання міждискового простору.

Вирізні диски «ромашка» від дисків зі суцільним лезом характеризуються наявністю по периметру вирізів, що дозволяє підвищити тиск

на поверхню. Історично перший варіант вирізного диска мав трапецоїдні вирізи (рис. 5.2). Такий диск навіть за відносно малого діаметра надійно захоплює рослинні рештки і перерізає їх. Він легше заглиблюється в ґрунт і більш надійно входить у зчеплення з дном борозни, уникаючи пробуксовування.

Пізніше з'явився варіант з вирізами інших форм (рис. 5.3).

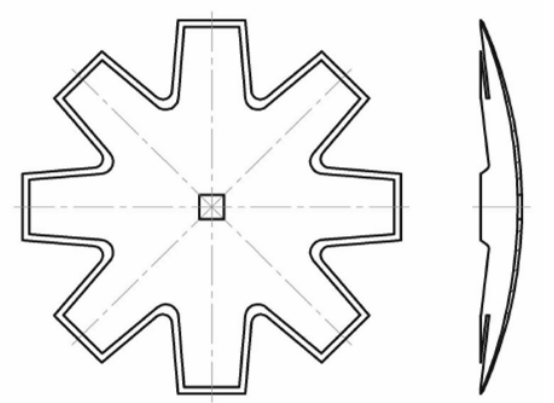


Рис. 5.2. Диск з вирізами трапецоїдної форми («ромашка»)

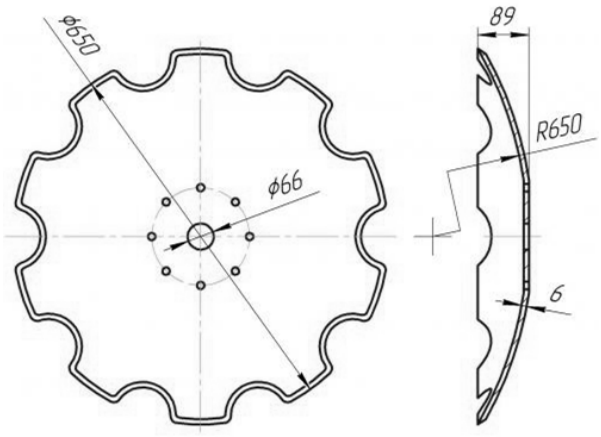
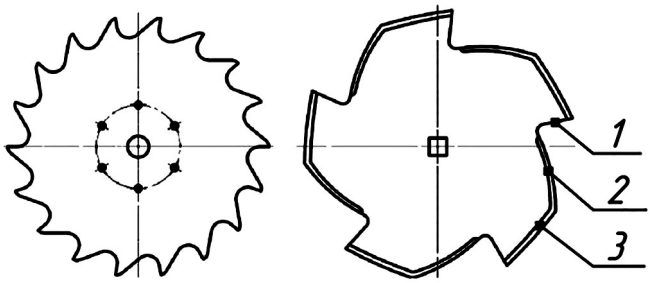



Рис. 5.3. Сферичний диск з вирізами напівкруглої форми

Використовують диски з вирізами великого і малого радіусів. Вирізи великого радіуса (50-60 мм) призначені одночасно для перерізання грубих рослинних решток і для отримання надійного зчеплення з дном борозни. Вирізи радіусом до 30 мм в основному забезпечують вірогідний контакт з дном борозни.

З метою досягнення більш надійного обертання диска і повного перерізання крупностеблових культур (кукурудзи, соняшнику) випускають диски з асиметричними вирізами (рис. 5.4). Особливість конструкції таких дисків полягає в тому, що лезо диска 1 виконане радіально по прямій лінії, а лезо 2, плавно переходячи в зовнішній діаметр 3, утворює

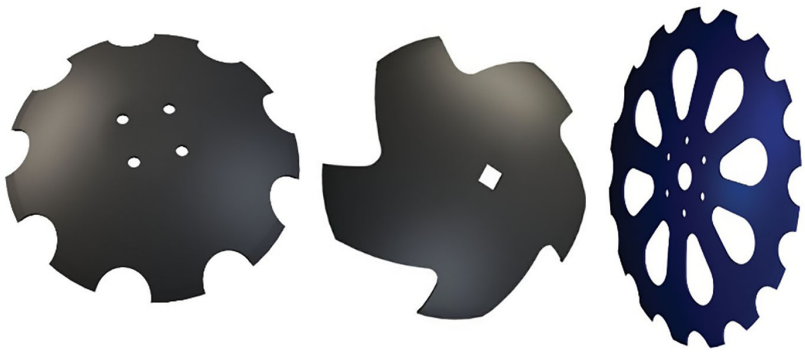
лінію, що забезпечує різання з ковзанням. У такий спосіб перше лезо захоплює рослинні рештки, а друге лезо диска – їх перерізає.




*а* *б*

Рис. 5.4. Диски з асиметричними вирізами: *а* – з малим кроком вирізів; *б* – з великим кроком

Сферичний диск з внутрішніми і зовнішніми вирізами (рис. 5.5,*в*) використовується виключно на дискаторах, бо його позитивні якості проявляються тільки в тому випадку, коли диск має нахил до вертикалі. Технологічний процес відрізняється тим, що нижня частина підрізаного шару ґрунту спрямовується і просипається у вирізи, тим самим зменшується перемішування шарів. Більш дрібні грудки просипаються у вирізи, що позитивно відбивається на утриманні вологи ґрунтом. Іншим позитивним ефектом є зниження тягового опору, що відбувається за рахунок зменшення площі контакту і об'єму переміщеного ґрунту.

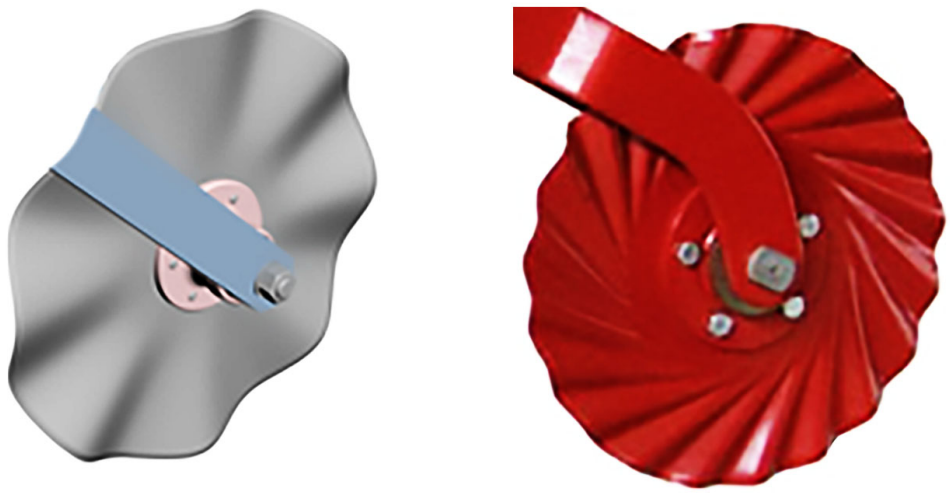


*а* *б* *в*

Рис. 5.5. Сферичні диски з вирізами: *а* – зовнішніми напівкруглими; *б* – зі зовнішніми асиметричними; *в* – з внутрішніми і зовнішніми вирізами

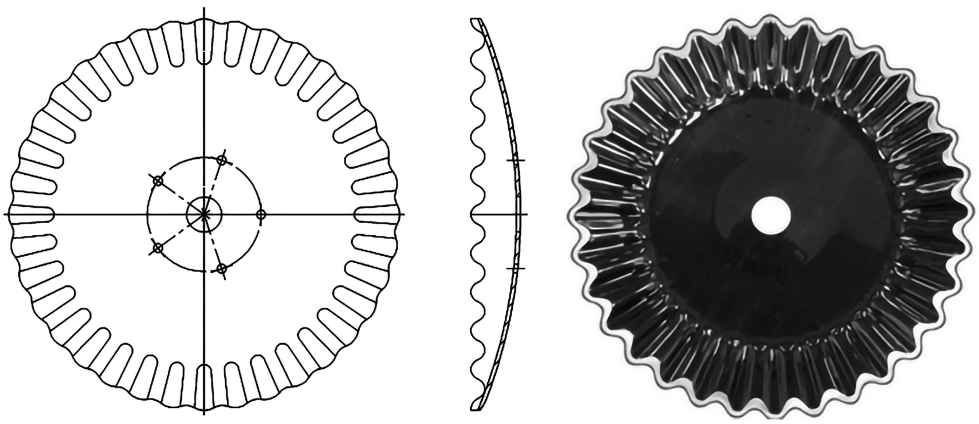
Дослідженнями, виконаними ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ», підтверджена ефективність використання сферичних дисків, але зазначено, що для великої глибини диск плоскої форми більш ефективний. Зовнішній вигляд досліджуваних вирізних дисків представлений на рис. 5.5.

Останнім часом все більшої популярності набуває так званий вертикальний обробіток ґрунту. Сутність процесу полягає в тому, що вертикально встановлені хвилясті турбодиски (колтери) діють на оброблюваний шар вертикально. За рахунок хвилеподібної різальної кромки вони подрібнюють пожнивні рештки, а розпушування ґрунту відбувається за рахунок утворення тріщин. Різновидів дисків досить багато, але конструктивно їх можна звести до двох (рис. 5.6): з радіальними хвилями і хвилями під кутом до осі обертання.



*а* *б*

Рис. 5.6. Хвильові турбодиски: *а* – радіальні хвилі; *б* – хвилі під кутом до осі обертання



*а* *б*

Рис. 5.7. Сферичний диск з рифлями на лезі: *а* – конструктивна схема*; б* – загальний вид

З метою інтенсифікації подрібнення рослинних решток та кришення ґрунту деякі виробники пропонують для борін сферичні диски з

рифлями на лезі (рис. 5.7). Такий диск може успішно використовуватися і на турбодисковому культиваторі.

Інтерес являє для виробництва і диск конічної форми (рис. 5.8). Такі диски легко заглиблюються в ґрунт, але незадовільно кришать його. Диски конічної форми в парі з робочими органами, адаптованими до інтенсивного кришення, показують високі результати.

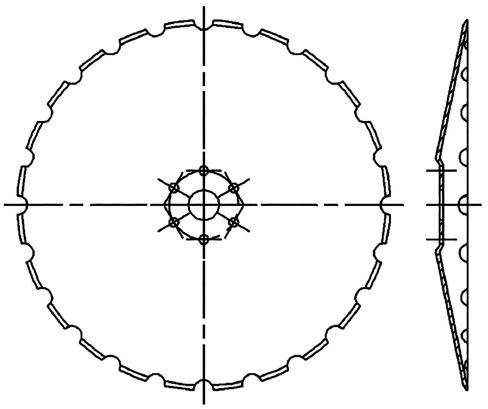


Рис. 5.8. Диск конічної форми

## 5.2. Борони і лущильники

Основним базовим елементом дискових борін і лущильників є батарея (рис. 5.9).

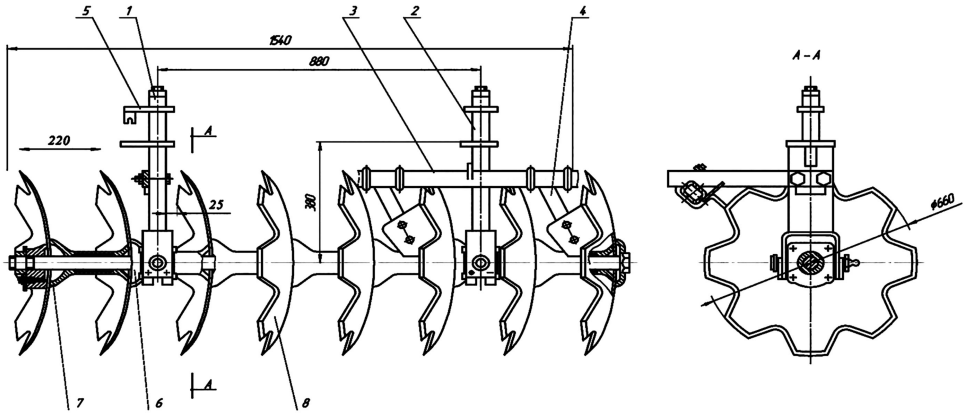


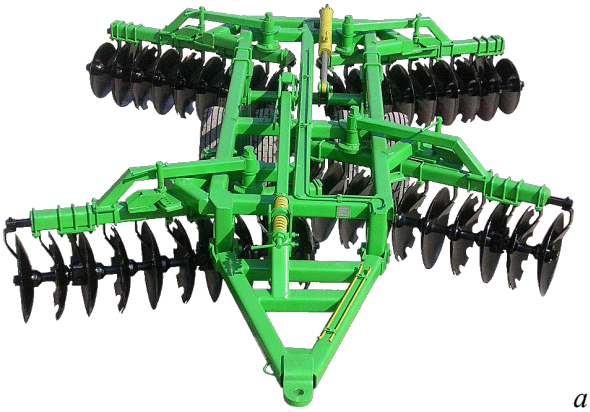

Рис. 5.9. Секція борони важкої: 1 – кронштейн батареї лівий; 2 – кронштейн батареї правий; 3 – кронштейн чистиків; 4 – чистик; 5 – опора; 6 – вузол підшипниковий; 7 – шпулька; 8 – диск

Батарея складається з квадратного вала, на якому через рівні проміжки встановлені диски 8, розділені між собою шпульками 7. Батарея може мати від 4 до 11 дисків. Вал вільно обертається в підшипникових опорах лівого 1 і правого 2 кронштейнів, які прикріплюють до рами машини.

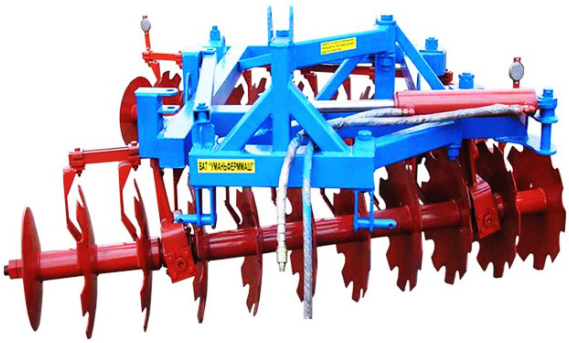
**Борони** призначені для поверхневого розпушування ґрунту, руйнування кірки, вирівнювання поверхні, знищення бур'янів. Борони

використовують при обробітку ґрунту як однооперaційне знаряддя і як складову в комбінованих агрегатах.

Дискові борони за призначенням поділяють на польові (БД), садові (БДС) і важкі (БДБ, БДТ, БДВ).



*а*



*б*



*в*

Рис. 5.10. Види борін: *а* – польова дискова борона БД-4,2; *б* – борона садова БДВС-2,3; *в* – борона дискова важка причіпна БДВПА-4,2

*Польові борони* (рис. 5.10,*а*) призначені для кришення задернілих пластів і брил, весняного передпосівного обробітку ґрунту, освіження задернілих луків та лущення стерні. Батареї на рамі борони розміщують за двослідною схемою. У такий спосіб під час роботи борони поверхня поля обробляється двічі. Щоб виключити зсув борони в бік під дією

реакції ґрунту, батареї розташовують симетрично, а диски на батареях так, щоб реакції ґрунту взаємно врівноважувалися. Глибина обробітку польовими боронами – 6-10 см, діаметр дисків – 450-500 мм, відстань між дисками – 165-180 мм, кут постановки батареї до напряму руху від 10 до 22°.

*Садові борони* (рис. 5.10,*б*) застосовують для розпушення ґрунту і підрізання бур'янів у міжряддях плодових дерев. Батареї садових борін розташовують несиметрично. Це дає можливість змістити лінію тяги борони в бік і віддалити тим самим трактор від дерев на необхідну відстань. Глибина обробітку такими боронами становить до 14 см.

*Важкі (болотні) борони* (рис. 5.10,*в*) застосовують для первинного обробітку осушених боліт на глибину до 25 см та розробки пластів, піднятих чагарниково-болотним плугом. Борони цього типу, здебільшого, причіпні двослідні симетричні. Іноді застосовують однослідні. Діаметр дисків важких борін – 560-660 мм, диски вирізні. Кількість вирізів від 5 до 12. Відстань між дисками 230-280 мм.

**Лущильники.** Лущення – прийом обробітку ґрунту, який забезпечує розпушування, часткове обертання і перемішування ґрунту, а також підрізання бур'янів. Проводять лущення після збирання культур суцільного способу сівби.

Основним завданням лущення є збереження і накопичення вологи в ґрунті, знищення бур'янів і шкідників. Для лущення використовують лемішні та дискові лущильники, але перевагу віддають дисковим, які лущення проводять на глибину від 6 до 14 см, залежно від стану поля.

Лущильники, як правило – причіпні, за винятком таких, що мають малу ширину захвату (до 2 м). Конструктивно лущильники можуть бути симетричними і несиметричними. Останній варіант використовують тільки на лемішних. Найбільш поширеною є серія ЛДГ-(5, -10, -15, -20), де цифри означають ширину захвату при куті атаки 15°. Машина симетрична (рис. 5.11).

Батареї з 8-10 дисків навішені на проміжні рамки 4, які шарнірно приєднані до брусів 3 основної рами. Діаметр дисків – 450 мм, відстань між дисками – 170 мм. Механізмом 6 регулювання кута атаки можна встановити кут у межах від 10 до 35°.

При роботі лущильника, виконаного за такою схемою, виникають три недоліки:

• на поверхні поля утворюються звальні гребені і роз'ємні борозни;

- вал дискової батареї достатньо довгий і, як наслідок, погано копіює місцевість;
- уся конструкція досить жорстка і відповідно працює в жорсткому режимі, що відбивається на надійності.

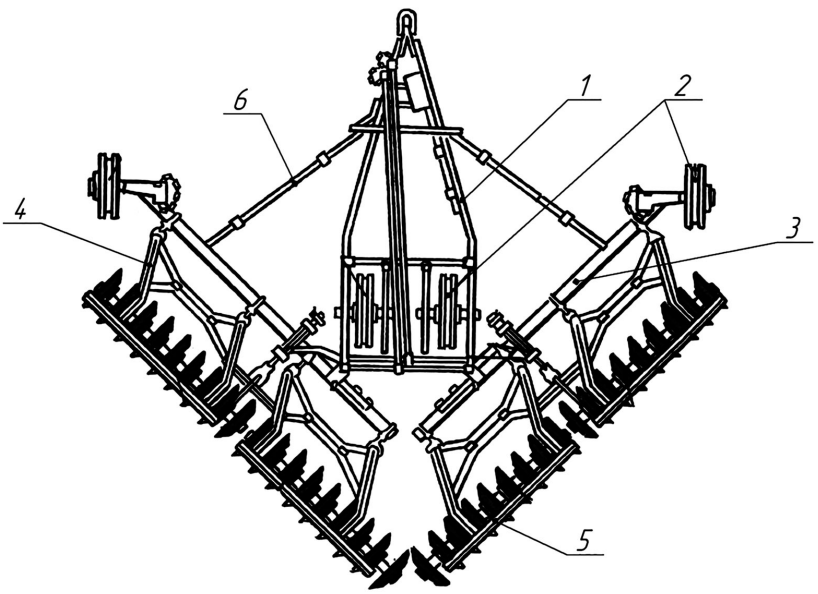


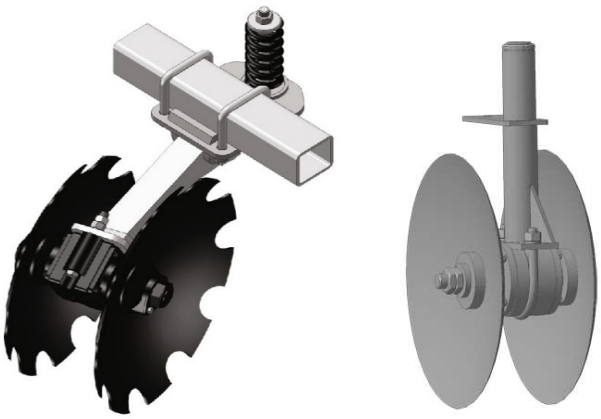

Рис. 5.11. Загальний вид лущильника ЛДГ-5: 1 – візок; 2 – опорні колеса; 3 – брус основної рами: 4 – проміжна рамка; 5 – дискова батарея; 6 – механізм регулювання кута атаки

Останнім часом з'явилися лущильники нової конструкції. Конструктивне рішення полягає в тому, що на підпружинених індивідуальних стояках встановлені дводискові секції (рис. 5.12), які попарно закріплені на проміжних рамках (рис. 5.13). Відстань між суміжними дисками становить 250-300 мм, кут постановки до напряму руху 15°. В окремих конструкціях (рис. 5.12,*а*) передбачена можливість нахилу дисків до вертикалі в межах 6°. Це робить профіль борозни несиметричним, але він залишається в межах агровимог. Для усунення цього недоліку іноді в секції встановлюють диски різного діаметра.

У процесі роботи підпружинені стояки плавно обходять перешкоди, що робить режим роботи менш жорстким. При цьому виникають низькочастотні коливання, які сприяють самоочищенню дисків.

Порівняно з лемішними лущильниками дискові гірше обертають ґрунт і підрізають бур'яни, але краще розрізають їхні горизонтально розгалужені кореневища. Дискові лущильники якісно лущать стерню зернових культур на ділянках, засмічених багаторічними бур'янами. Ці

лущильники є ефективними на обробітку парів, засмічених пирієм повзучим, а також на передпосівному обробітку цілинних земель. За наявності коренепаросткових бур'янів краще застосовувати лемішний лущильник.



*а* *б*

Рис. 5.12. Дводискова секція: *а* – секція важкого лущильника*; б* – секція легкого лущильника



Рис. 5.13. Загальний вид лущильника на основі дводискових секцій

Індивідуальне кріплення дисків з точки зору копіювання поверхні є більш ефективним рішенням порівняно з дводисковим, і тим більш з батарейним. Такі борони і лущильники використовують за високої культури землеробства, коли треба вирівняти мікронерівності поверхні.

У цьому контексті оригінальним є технічне рішення, реалізоване в бороні Amazone Catros 3000 (рис. 5.14). Враховуючи те, що диски копіюють мікрорельєф поверхні, амплітуда переміщення буде малою і її можна компенсувати гумовими амортизаторами (рис. 5.14, *г*).

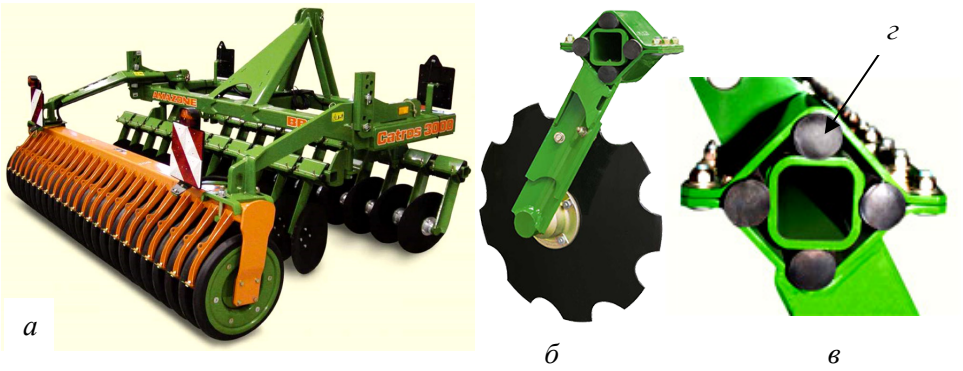



Рис. 5.14. Борона Amazone Catros 3000: *а* – загальний вид борони; *б* – стояк; *в* – механізм кріплення до рами; *г* – гумові амортизатори

## 5.3. Турбодискові культиватори

Турбодисковий культиватор виконує так званий вертикальний обробіток ґрунту і являє собою 2-4 ряди вертикально встановлених хвилястих турбодисків (колтерів), площа обертання яких збігається з напрямом руху агрегату (рис. 5.15).

На пружних стояках (рис. 5.16) попарно встановлені турбодиски. Залежно від виду турбодиска технологічний процес може дещо відрізнятись, але сам принцип найбільш характерно проявляється саме на диску з хвилястими рифлями під кутом до осі обертання. Сутність вертикального обробітку ґрунту відображена на рис. 5.17. На початковому етапі хвилясті рифлі занурюються в ґрунт перпендикулярно поверхні і зрізують пожнивні рештки. Далі в процесі обертання диск захоплює ґрунт і на виході вкладає його поверх стерні. Отже, дія робочого органу спрямована спочатку вертикально вниз, а потім знизу до денної поверхні, що і підтверджує назву вертикальний обробіток. Особливість його в тому, що турбодиск не відкидає ґрунт в бік і не утворює гребенів на поверхні.

Завдяки хвилястій формі дисків у процесі руху утворюється постійна вертикальна вібрація, яка впливає на шар ґрунту як відбійний молоток, тобто подрібнює довкола ґрунт і утворює в ньому мікрощілини. Це надає можливості поверхневій вологі проникати в ґрунт.

Але основна перевага вертикального обробітку полягає в тому, що подрібнені рослинні рештки залишаються на поверхні, однак дещо присипані ґрунтом. І це є головною вимогою консервуючої технології No-Nill, бо ці рештки закривають вологу. Окрім того, їх розкладання

відбувається за допомогою грибів, без участі кисню і азоту поверхневого шару ґрунту, тобто активного кисню і азоту залишається більше для корисних рослин.



Рис. 5.15. Турбодисковий культиватор мінімальної комплектації



Рис. 5.16. Секція турбодискова на пружному стояку

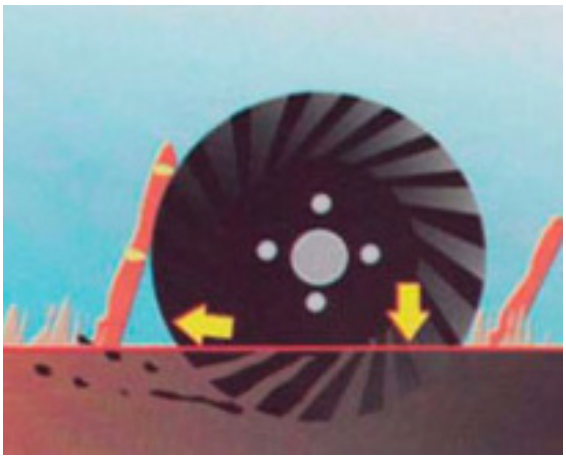


Рис. 5.17. Схема до пояснення принципу вертикального обробітку

Зазвичай на турбодискових культиваторах не встановлюють додаткового обладнання, бо це може вступити в протиріччя зі самою ідеєю вертикального обробітку ґрунту. Як виняток, встановлюють пружні борони (рис. 5.15) або шпорові котки в плаваючому режимі (рис. 5.18). У поодиноких випадках їх також комплектують спаркою шпорових дисків, які встановлюють замість колтерів (рис. 5.19).

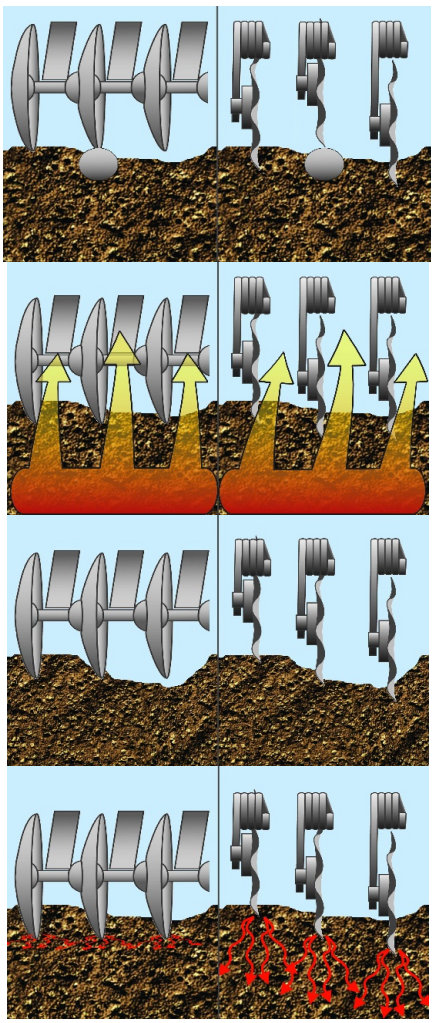
Порівняльна характеристика колтерного культиватора представлена на рис. 5.20 [74].



Рис. 5.18. Колтерний широкозахватний ґрунтообробний агрегат TURBODISK-18000



Рис. 5.19. Шпорові диски на пружному стояку



*а)* конструкція стояка дозволяє диску індивідуально піднятись, або ухилитися вбік для обходу перешкоди;

*б*) конструкція забезпечує незабивання рослинними рештками міжстоякового простору;

*в*) конструкція забезпечує копіювання поверхні індивідуально кожним диском;

г) вертикальна вібрація дії на ґрунт як відбійний молоток і утворює розгалужену систему тріщин

Рис. 5.20. Технологічні переваги турбодискового культиватора у порівнянні з дисковою бороною

## 5.4. Дискатори

Дискатор, борона і лущильник призначені для поверхневого (до 15 см) обробітку ґрунту. Принципова відміна дискатора полягає в тому, що диски встановлені на індивідуальних стояках під кутом $\alpha$ до напряму руху і кутом $\beta$ до вертикалі. Кут $\alpha$ можна змінювати відповідно до конкретних вимог підготовки ґрунту, кут $\beta$ є постійним, але раціонально підібраним під ґрунтові умови. Диски в машині встановлені рядами (рис. 5.21), які зміщені один відносно одного, і напрям обертання шару кожним наступним рядом протилежний до попереднього.



Рис. 5.21. Загальний вид чотирирядного дискатора

У конструкції використовують як суцільні, так і вирізні сферичні диски, які кріпляться до маточини з можливістю обертання довкола осі. Діаметр дисків у більшості відомих конструкцій 450-650 мм, при цьому радіус кривизни практично дорівнює діаметру диска.

Базовим вважається чотирирядний варіант, але мають поширення дворядний і трирядний варіанти (рис. 5.22). Дворядний варіант, як правило, начіпний, варіанти більшої рядності – причіпні.

Для кріплення дисків використовують два види маточин: у першому варіанті обертається вісь, у другому – корпус. Конструкція, в якій обертається вісь, більш поширена. Це пояснюється більш надійним кріпленням корпуса до стояка, хоча б тому, що має більшу площу контакту. Але таке рішення має і недолік: маточина знаходиться в робочій зоні диска. Особливість конструкції маточини дискатора, в якій обертається вісь, можна розглянути на рис. 5.23.




Рис. 5.22. Найбільш масові варіанти конструктивного виконання дискаторів: *а* – дворядний причіпний; *б* – дворядний начіпний з вирізними дисками; *в* – трирядний причіпний

Використання порожнистого вала 2 зі стяжним болтом 5 дозволило винести гайку 5 за межі маточини, що полегшує регулювання зазорів у підшипниках, а використання гайки відповідно до ISO 7040 спрощує фіксацію конструкції, бо гайка самостопорна.

Варіант, в якому обертається корпус, представлений на рис. 5.24. Як видно з наведеної схеми, кріплення стояка до осі має малу площу контакту

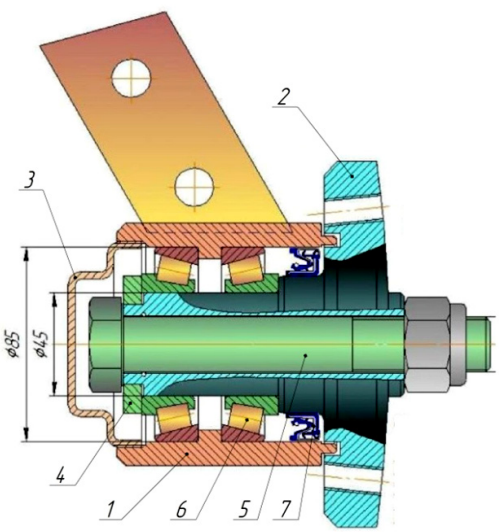



Рис. 5.23. Маточина дискатора з обертовою віссю: 1 – корпус; 2 – вал; 3 – кришка; 4 – втулка; 5 – болт стяжний; 5 – гайка; 6 – підшипник; 7 – лабіринтне ущільнення SIMRIT

і є менш надійним. Використання шарикового дворядного підшипника в такій конструкції постає вимушеним, бо забезпечити регулювання зазору в роликових підшипниках у даному випадку надто складно. Тому використовувати конструкцію з малою площею контакту можливо тільки в умовах малого навантаження. Позитивним у такій конструкції є відносна простота і висока ремонтопридатність.

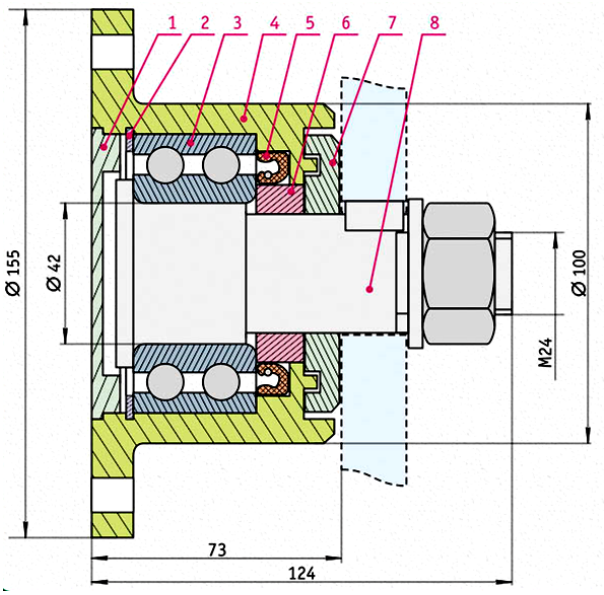



Рис. 5.24. Маточина дискатора з обертовим корпусом: 1 – кришка; 2 – кільце стопорне; 3 – підшипник шариковий дворядний; 4 – корпус; 5 – ущільнення; 6 – втулка; 7 – кришка; 8 – вісь

У сучасних конструкціях дискаторів, як першого, так і другого виду, використовують лабіринтне ущільнення SIMRIT (рис. 5.25), яке створене спеціально для роботи в умовах високих концентрацій пилу. Це практично виключає необхідність технічного обслуговування в межах сезону експлуатації.

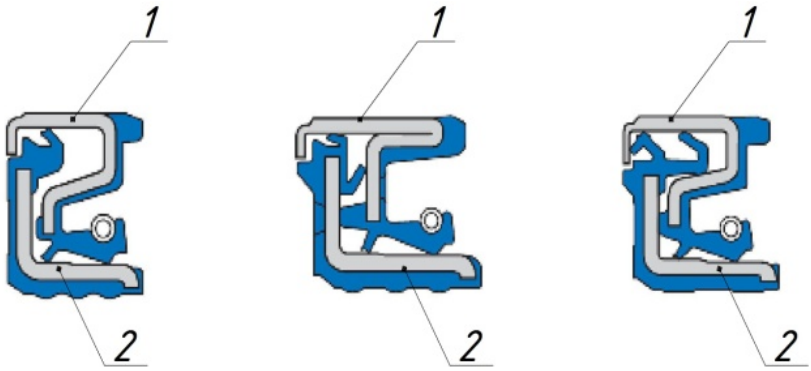



Рис. 5.25. Варіанти виконання лабіринтного ущільнення SIMRIT: 1 – кільце; 2 – вбудована втулка ковзання

Експлуатуються стояки дисків двох видів: жорсткі і пружні. Жорсткі стояки (рис. 5.26,*б*) застосовують на легких дискаторах (діаметр

диска $D$ = 450-510 мм, навантаження $q$ = 500-800 кг/м ширини захвату). Недолік таких стояків – підвищене навантаження на маточину, що відбивається на надійності конструкції. І хоча такі стояки значно дешевші за інші, але в чистому виді застосовуються рідко.




*а* *б*

Рис. 5.26. Варіанти виконання стояків корпусів: *а* – пружний стояк; *б* – жорсткий стояк

Як компроміс, на окремих дискаторах для кріплення використовують гумові або пластикові втулки, наприклад: CATROS (AMAZONE), OPTIMER (KUHN), CARRIER (VADERSTAD), DISCOMIX (GREGORIE BESSON). На важких ($D$ = 570-620 мм; $q$ = 800-1200 кг/м) та надважких дискаторах ($D$ = 610-810 мм; $q$ > 1300 кг/м) жорсткі стояки не використовують.

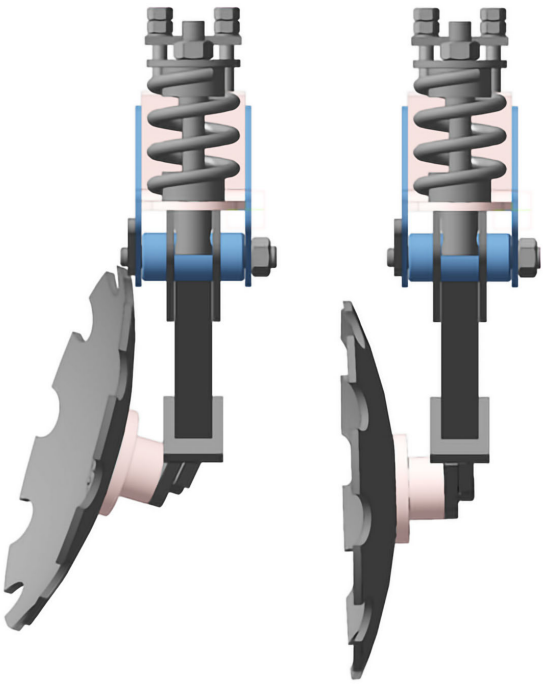
Пружні стояки (рис. 5.26,*а*) значною мірою компенсують ударне навантаження і цим поліпшують режим роботи підшипникового вузла. Досвід експлуатації показує, що надійність корпусів з такими стояками значно більша: строк служби підвищується до 70 %.

Однією з переваг пружних стояків є те, що стояк перегинається у центральній частині, тобто коливання відбуваються в усіх трьох площинах. Це запобігає налипанню ґрунту.

Існує також компромісний варіант дискатора, коли використовується жорсткий, але підпружинений стояк (рис. 5.27). Характерна особливість – цілковита відсутність поперечних коливань. Застосування такої конструкції на ґрунтах підвищеної в’язкості має сенс, бо зминання

ґрунту боковою поверхнею диска – процес енергоємний і шкідливий. Конструкція знайшла обмежене застосування

Класичний дискатор має чотири ряди дисків, але також широко розповсюджені дворядний і трирядний варіанти. Розглянемо особливості розташування робочих органів на рамі машини.



*а* *б*

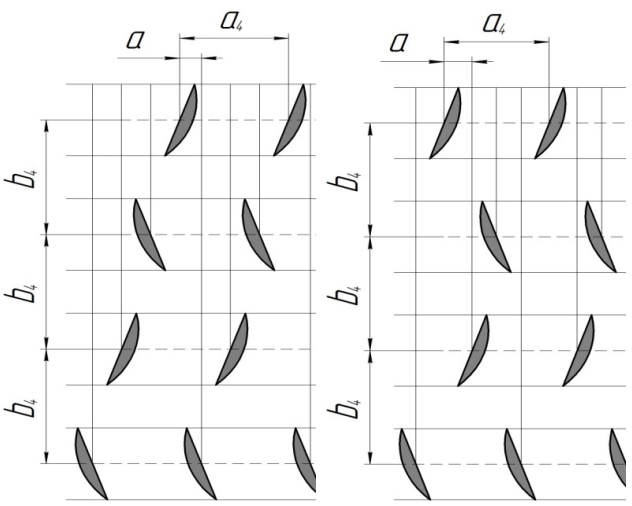
Рисунок 5.27 – Жорсткий підпружинений стояк: *а* – використання в дискаторі; *б* – використання в бороні

**Чотирирядний варіант дискатора** (рис. 5.28). В основному розповсюджені дві схеми таких дискаторів. Перша схема являє собою послідовне розташування дисків. Другий і кожний наступний ряди зміщені відносно попередніх послідовно, тобто, якщо, по ходу крайній правий диск першого ряду обробляє першу смугу, то крайній правий диск другого ряду обробляє другу смугу і так далі (рис. 5.28,*а*). Напрям обертання шару кожного наступного ряду є протилежнм попередньому.

Така схема має суттєвий недолік – машину уводить вліво і при цьому утворюються огріхи між проходами. Недолік можна виправити, якщо нахилити раму вперед у такий спосіб, щоб диски переднього ряду йшли на 2-3 см глибше за останні, або відкоригувати кути постановки дисків до напряму руху. Якщо дискатор уводить вліво – збільшити кут постановки першого і третього рядів, якщо вправо – другого і четвертого. Але, з огляду на виконання агротехнічних вимог, обидва варіанти не завжди можна застосовувати.

Із позиції стабільності ходу ефективніше працюють дискатори, де застосована шахова схема розташування дисків (рис. 5.28,*б*). За такої схеми диски другого ряду зміщені відносно дисків першого ряду через

одну смугу. Цю смугу обробляють диски третього ряду, а диски четвертої смуги, що залишилися після проходу – попередніх рядів. Напрям обертання шару кожного наступного ряду протилежний попередньому. Більш висока стабільність ходу обумовлена тим, що задній ряд дисків у разі відхилення машини вліво частково потрапляє в оброблену смугу і реакція його дії на розвертання дискатора зменшується.



*а* *б*

Рис. 5.28. Варіанти розташування дисків чотирирядних дискаторів: *а* – послідовне розташування; *б* – розташування у шаховому порядку

Відзначимо, що чотирирядні дискатори у зв'язку з підвищеною довжиною рами надзвичайно чутливі до додаткових навантажень, наприклад, до приєднання шлейф-котків. Таке додаткове обладнання підвищує тиск на задню поперечну балку, і диски четвертого ряду, що на ній закріплені, збільшують глибину ходу. Така ситуація призводить до дисбалансу діючих сил і дискатора уводить вбік. Але ця проблема може стати вирішеною шляхом примусового заглиблення переднього ряду дисків на більшу глибину, тобто застосуванням спеціальних підпружинених котків.

До недоліків чотирирядних дискаторів слід віднести і те, що останній ряд дисків для отримання вирівняного агрофону вимушений переміщати ґрунт від трьох рядків, що потребує робочої швидкості 12-15 км/год. Така швидкість не бажана, оскільки механічна дія на ґрунт занадто інтенсивна.

Суттєвим недоліком є також те, що довжина машини повинна бути такою, щоб забезпечити її перевезення транспортними засобами. Конструктивно це можна виконати, якщо відстань між рядами дисків *b* буде не більше 70 см, що і прийняте в більшості конструкцій. Але така

відстань критична з точки зору забивання простору ґрунтом між рядами дисків, особливо між другим і третім.

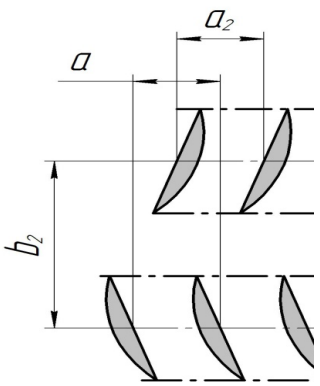


Рис. 5.29. Дворядний варіант дискатора

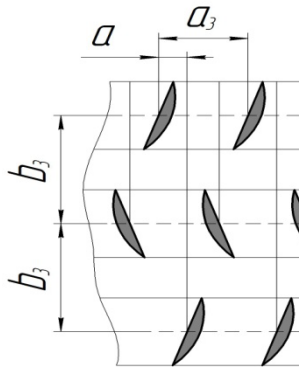
**Дворядний варіант дискатора** (рис. 5.29) – найбільш дешевий, але і проблематичний. Як свідчать результати розрахунків, ширина захвату диска для всіх варіантів рядності знаходиться в межах $a_1$ = 10-12 см. Це значення обмежується висотою непорушених гребенів на дні борозни і кутами постановки дисків. Практика показує, що відстань між дисками в ряду за умови незабивання міждискового простору ґрунтом повинна бути $a$ > 20-25 см. У чотирирядному варіанті $a$ = 40 см і умова незабивання виконується. У дворядному варіанті (рис. 5.29) це значення знаходиться на межі припустимого $a$ = 20 см і фактично ширина захвату дисків не перекривається на величину до 5 см. Це є огріх, який потрібно усувати за повторного проходу агрегату, що на практиці і робиться.

Позитивним в конструкції є малий тяговий опір, легка маневреність і порівняно низька вартість конструкції.

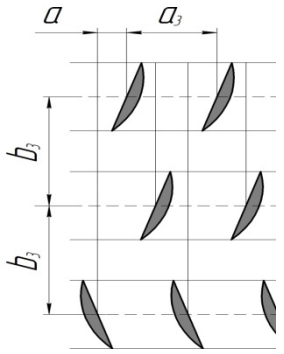
**Трирядний варіант дискатора** (рис. 5.30). Проміжним варіантом між розглянутими і такими, що значною мірою усуває їх окремі недоліки, є трирядний дискатор.

Порівняно з дворядним варіантом наявність третього ряду за робочої ширини захвату диска 10 см дозволяє збільшити відстань між дисками в ряду до 30 см. Це перевищує припустиме значення за умови незабивання ґрунтом міждискового простору і дозволяє дискам працювати з перекриттям.

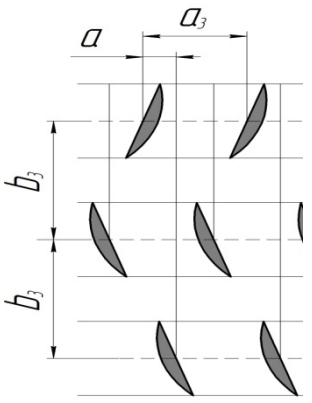
Підкреслимо, що у чотирирядного варіанта дискатора для отримання вирівняного агрофону останнім рядом ґрунт необхідно перемістити на відстань до 40 см (відстань між дисками в ряду), що вимагає робочої швидкості 12-15 км/год. У трирядному – на 30 см, що потребує робочої швидкості 10-12 км/год. Зі зниженням швидкості зменшується й інтенсивність дії на ґрунт, що позитивно відбивається на його стані. Того ж часу, зниження продуктивності можна легко компенсувати збільшенням ширини захвату, бо тяговий опір суттєво менший.




*а*) диски кожного ряду зорієнтовані протилежно попередньому;




*б*) диски перших двох рядів зорієнтовані в один бік, диски третього ряду – протилежно;




*в*) диски другого і третього рядів зорієнтовані в один бік і протилежно першому ряду.

Рис. 5.30. Варіанти розташування і орієнтації дисків у трирядному дискаторі

У ряді конструкцій, з метою стабілізації ходу, один з рядів, здебільшого перший, розділений на дві рівні частини, диски в яких спрямовані в протилежні боки. Таке рішення підвищує курсову сталість ходу.

Загальним недоліком усіх дискаторів є те, що крайній диск останнього ряду залишає за собою відкриту глибоку борозну. Тому в деяких конструкціях крайній стояк останнього ряду коротший на 40 мм. У результаті диск знаходиться вище і утворює менш глибоку борозну.

Дискатори, як прийнято, комплектуються опорними котками. В їх задачу входить вирівнювання поверхні, кришення великих грудок, підтримання сталості глибини ходу. Найпростіші з них реберчасті (рис. 5.31,*а*) і спіралевидні (рис. 5.32).



*а* *б*

Рис. 5.31. Реберчасті котки дискаторів: *а* – зі прямолінійними ребрами; *б* – з спіралевидними ребрами



*а* *б*

Рис. 5.32. Спіралевидні котки: *а* – з малим кроком спіралі; *б* – з великим кроком спіралі

Реберчасті котки більш інтенсивно подрібнюють грудку, але гірше вирівнюють поверхню; спіралевидні, завдяки спіральним виткам, краще вирівнюють поверхню, але складніші у виготовленні. Крок спіралі залежить від рядності дискатора: чим більша рядність, тим менше крок.

Таким чином, відзначимо, що дискатори серед дискових агрегатів для поверхневого обробітку ґрунту конструктивно найбільш складні і мають велику кількість модифікацій. Але, на наш погляд, трирядний варіант є найбільш оптимальним як з технічної, так і економічної точок зору.

## 5.5. Дискові плуги

Дисковий плуг призначений для основного обробітку ґрунту. Його переваги особливо проявляються під час обробітку важких засмічених дикою рослинністю полів, оскільки такий плуг легко перерізає кореневу систему. Суттєва перевага полягає ще й в тому, що він здатний працювати на плантаціях з підвищеною вологістю. Саме така особливість дозволяє використовувати дискові плуги на літуванні ставків і для роботи на рисових чеках.

З дискатором плуг поєднує те, що в ньому диски розміщені на індивідуальних стояках. Основна відміна машин полягає в розташуванні стояків: у дискатора рядне, у плуга – за класичною схемою полицевого плуга (рис. 5.33).

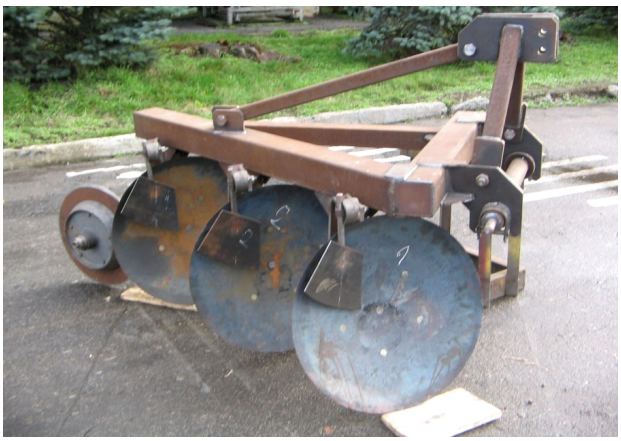


Рис. 5.33. Дисковий плуг виробництва ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ» [86]

Рядне розташування дисків, як це виконано в дискаторі, має певні переваги: машина врівноважена в плані діючих сил, відсутні звально-розвальні борозни, мала кінематична довжина. Але наведені переваги технічно добре реалізуються на глибинах 15-18 см. Збільшення глибини до рівня основного обробітку ґрунту автоматично вимагає збільшення діаметра диска до рівня, який забезпечує, як мінімум, його обертання. Для важких причіпних плугів це 610-810 мм, для легких – 580-710 мм. Дальність сходу шару ґрунту з поверхні такого диска збільшується, і все це разом потребує збільшення відстані між дисками, бо в противному випадку підвищується ймовірність заклинювання скиби в міждисковому просторі і збільшуються енерговитрати на процес. Диски другого ряду не можуть забезпечити необхідного перекриття за шириною захвату, що змушує збільшувати рядність.

Розташування дисків за класичною схемою полицевого плуга для обробітку ґрунту на глибину 25-32 см більш перспективне [88]. Усі диски знаходяться поза межами дії один одного, що виключає забивання

ґрунтом, створює можливість регулювання величини перекриття та кута атаки у широких межах.

У більшості конструкцій передбачене крокове регулювання кута постановки дисків за напрямом руху, зазвичай 31-40-48°. У деяких плугів запроектоване також регулювання кута постановки диска до вертикалі (8-17-26°), чого немає в дискаторі. Це надає додаткових можливостей для адаптації агрегату під конкретні ґрунтові умови. Найбільш раціонально виконаний механізм регулювання кутів постановки диска, представлений на рис. 5.34.

Для компенсації поперечної складової сили тяги встановлені з нахилом до дна борозни: у причіпного плуга передні і задні борозні колеса, у начіпного – заднє опорне колесо. Колеса мають реборди, які виконують роль активної польової дошки.



Рис. 5.34. Механізм регулювання кутів постановки диска

Існує також варіант використання дисків з внутрішніми вирізами. Таке технічне рішення сприяє посипанню в отвори дрібних грудок і зменшенню тягового опору, особливо його поперечної складової. Виконання диска плоским, як це представлено на загальному вигляді плуга (рис. 5.35), зменшує обертання і зсув шару ґрунту.



Рис. 5.35. Варіант комплектації плуга дисками з внутрішніми вирізами [28]

Використання диска як робочого органу надає ще одну перевагу – плуг можна

виконати поворотним, як, наприклад, поворотний плуг серії ПОДН виробництва ВАТ «Майкопський редукторний завод» (рис. 5.36).



Рис. 5.36. Поворотний плуг виробництва ВАТ «Майкопський редукторний завод»

Існує також окрема група дискових плугів, так звані протипожежні. Використовуються для локалізації лісових пожеж і проведення профілактичних робіт шляхом прокладання протипожежних мінералізованих смуг шириною не менше 1,2 м, глибиною до 12 см. Плуг дводисковий. Особливість розстановки дисків на рамі такого плуга полягає в тому, що диски встановлені з кутами атаки в протилежні боки відносно напряму руху (рис. 5.37). Така компоновка дозволяє отримати розвальну борозну. Позитивним є те, що поперечні складові тягового опору дисків взаємно компенсуються.




Рис. 5.37. Плуг дисковий протипожежний ПДП-1,2

## 5.6. Дискові підгортачі

Аналіз конструкцій підгортачів показав, що більшість з них є дисковими. Пояснюється це тим, що дискові робочі органи мають значно менший тяговий опір, ніж підгортачі інших конструкцій, і, незважаючи на свою складність (наявність підшипникової опори), залишаються більш привабливими. Диски, що використовуються, в абсолютній більшості сферичні. Це обґрунтовано, оскільки робочий орган повинен забезпечити зсув ґрунту, а у сферичного диска кут зсуву з висотою над

дном борозни збільшується, за рахунок чого забезпечується якісне підгортання.

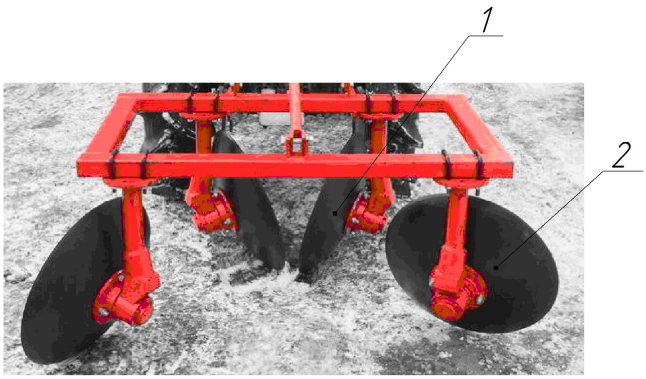



Рис. 5.39. Комбінований підгортач: 1 – диски внутрішнього підгортання; 2 – диски зовнішнього підгортання

Технологічний процес, що виконує дисковий підгортач, може бути двох видів: підгортання у внутрішню міждискову зону і в зовнішню, за межі міждискового простору. Існують машини, які одночасно виконують ці операції (рис. 5.39).

Внутрішня група дисків виконує внутрішнє підгортання, а зовнішня – зовнішнє. Така компоновка дозволяє значно зменшити габаритні розміри агрегату і робить його менш металоємним, що в умовах використання з мотоблоком або мінітрактором є суттєвою перевагою.

Усі переваги дискового підгортача обумовлені обертанням диска довкола осі кріплення. Різання ґрунту відбувається в режимі ковзання, що є оптимальним з огляду на різання. Можливість зміни кутів постановки дисків до напряму руху і вертикалі дозволяє в широких межах регулювати зсув і обертання шару ґрунту, що розширяє технологічні можливості агрегату.

Утворюваний профіль борозни еліпсоподібний і без ущільнення дна борозни. Інтенсивність кришення ґрунту можна теж регулюється зміною кутів постановки і кривизни дисків. Диски, що знаходяться в парі, можна встановлювати під різними кутами, що робить несиметричним профіль підгортання. Це є позитивним під час робот на схилах.

## 5.7. Комбіновані агрегати

Розробка комбінованих агрегатів базується на всебічному дослідженні технології обробітку ґрунту з обґрунтуванням можливості і необхідності суміщення двох та більшої кількості технологічних операцій. Сутність полягає в об’єднанні різних робочих органів в одному агрегаті, але технологічний процес, що виконує такий агрегат, повинен не просто

копіювати елементарні операції робочих органів, а являти собою якісно новий процес.

Найбільше розповсюдження отримали агрегати, в яких використані стандартні робочі органи культиваторів, плоскорізів, дискових борін і дискаторів. Часто для розширення функціональних можливостей до комплекту окремо включають робочі органи чизельного типу, глибокорозпушувачі і т. ін.

Комбінований ґрунтообробний агрегат класичної схеми за один прохід повинен виконувати основний обробіток ґрунту, передпосівну підготовку ґрунту, вирівнювання і кришення поверхневого шару, боронування, прикочування. Його узагальнена схема може бути представлена певним способом – рис. 5.40.

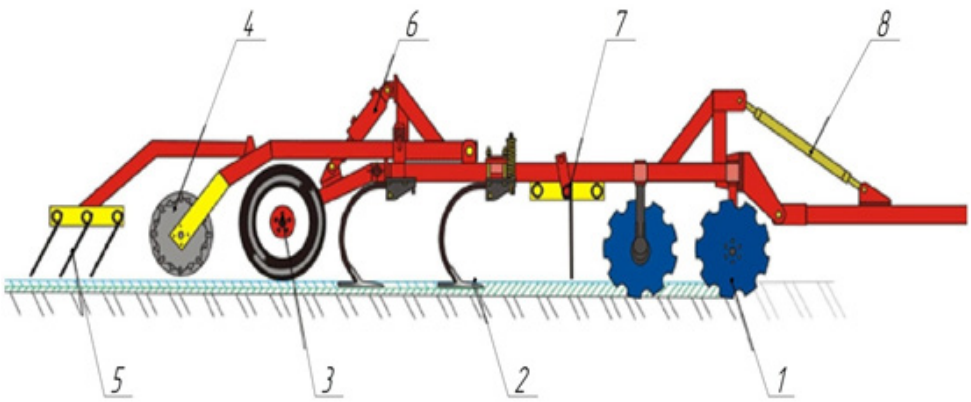



Рис. 5.40. Комбінований агрегат: 1 – диск; 2 – культиваторна лапа; 3 – транспортне колесо; 4 – каток; 5 – борона; 6 – гідроциліндр; 7 – штригель-вирівнювач; 8 – гвинт

Спочатку з ґрунтом взаємодіють два ряди дисків 1, які добре розробляють стерню, подрібнюють рослинні рештки і заорюють їх. Далі штригель-вирівнювач 7 вирівнює поверхню для якісної роботи стрілчастих лап 2, які забезпечують якісне розпушення поверхневого шару. Каток 4 кришить грудки ґрунту на поверхні і одночасно виконує функцію опорного колеса. Борона 5 проводить остаточне розпушення і підготовляє поверхневий шар ґрунту під посів. Кінематична довжина такого агрегату не дозволяє зробити його начіпним, тому використовують тільки причіпний варіант. Використовуючи наведену схему, можна скомплектувати агрегати різної конфігурації.

Відомі найпростіші комбіновані агрегати з пасивними робочими органами, які складаються з одного ряду дискових батарей і плоскорізів, за якими вже йдуть подрібнювачі у вигляді котків різної конструкції.

Такий агрегат відносно простий і дешевий, але для роботи вимагає легкого ґрунту і мінімуму рослинних решток на поверхні.

Варіантів конкретного конструкційного виконання існує велика кількість. Залежно від конкретних потреб можна змінювати типи робочих органів і послідовність їх встановлення (рис. 5.41).



Рис. 5.41. Загальний вид комбінованого агрегату АКШ-3

Стрілчасті лапи у цьому агрегаті замінено на пружні долотоподібні, які встановлені між рядами дисків. Вони розпушують гребені, утворені першим рядом дисків на дні борозни перед проходом другого ряду дисків.

Як відомо, в умовах твердого ґрунту диски погано заглиблюються. Тому можлива ймовірність нестабільності їх ходу, що призводить до огріхів. Для усунення цього недоліку плоскорізальні стрілчасті лапи встановлюють перед дисковими батареями, а іноді ще й додають долотоподібні глибокорозпушувачі (рис. 5.42). Такий агрегат, виконаний за спрощеною схемою, призначений для основного обробітку ґрунту і підготувати ґрунт до сівби не зможе.




Рис. 5.42. Комбінований ґрунтообробний агрегат ПН-2,5

Промисловість випускає окрему групу агрегатів, які можна віднести до комбінованих, оскільки вони утворені дисками різного виду (рис. 5.43). Представлений агрегат включає коток, два ряди колтерів і два ряди

сферичних вирізних дисків, встановлених під кутами до напряму руху і вертикалі. Переваги такої комплектації проявляються на полях з великою кількістю рослинних решток. Коток приплющує рослинність, колтери ріжуть, а диски заорюють на невелику глибину.



Рис. 5.43. Комбінований агрегат ДАКТ-2,3П

У розглянутих агрегатах дискові робочі органи виконують основну функцію – один з етапів обробітку ґрунту. Але часто диски використовують як допоміжний робочий орган, який полегшує режим роботи основного робочого органу. Найчастіше таким робочим органом є долотоподібний глибокорозпушувач.

Робота долотоподібного робочого органу, як жодного серед інших, супроводжується інтенсивним утворенням тріщин, на яке витрачається до 30% усіх енерговитрат [74]. Але це не є основним його призначенням. Задача глибокорозпушувача полягає в розпушенні саме глибоких шарів. Поверхневий обробіток з високою якістю виконають спеціально призначені для цього знаряддя. Використання турбодиска, що встановлений по осі стояка глибокорозпушувача, здебільшого вирішує цю задачу (рис. 5.44).

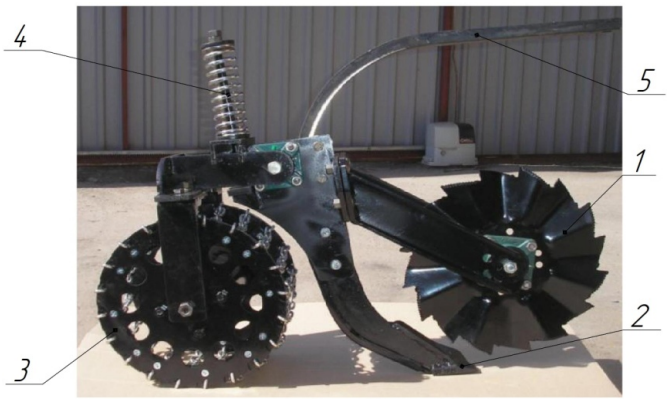



Рис. 5.44. Секція ґрунтообробного агрегату: 1 – турбодиск; 2 – долотоподібний розпушувач; 3 – каток; 4 – пружний елемент; 5 – стояк пружний

У даній конструкції турбодиск, розміщений по осі стояка

долотоподібного розпушувача, і прорізає для нього борозну. По-перше, це зменшує загальний тяговий опір агрегату, по-друге, обмежує розповсюдження тріщин від робочого органу в поперечно-вертикальній площині. Профіль леза диска адаптований для перерізання рослинних решток грубостеблових культур. Перерізання решток відбувається з постійним прискоренням.

Таким чином, на основі дискових робочих органів установлено декілька різновидів ґрунтообробних комбінованих агрегатів:

- диски разом з іншими робочими органами виконують основну робочу функцію;
- диски є допоміжними робочими органами;
- агрегати складені виключно з дисків різного виду.

## 5.8. Машини для роботи в умовах STRIP-TILL

Технологія Strip-Till передбачає нарізання механічно оброблених і необроблених смуг завширшки 200-300 мм. Оброблена смуга використовується для вирощування корисних культур, необроблена – зі залишеною стернею попередника слугує для накопичення корисних речовин. У такий спосіб, залежно від співвідношення ширини смуг, залишається не обробленим від 50 до 70 % поверхні поля, на якій повністю зберігаються природні біологічні процеси.

Незважаючи на те, що окремі машини суто умовно можна вважати культиваторами, у світовій практиці всю групу ґрунтообробних машин для Strip-Till прийнято називати саме так.

Робочі органи агрегату для технології Strip-Till повинні виконувати такі задачі:

- забезпечити як поверхневий, так і глибокий обробіток ґрунту в межах оброблюваної смуги;
- очистити смугу від грубостеблових рослинних решток і бур’янів;
- максимально обмежити поширення кореневої системи бур’янів за межі необроблюваних смуг;
- розпушити ґрунт тільки в межах смуг, що обробляються, виключаючи хоча б часткове розпушування необроблюваних;
- колія енергетичного засобу повинна співпадати з необроблюваними смугами.

Як показує аналіз конструкцій машин, виконання операцій в умовах Strip-Till землеробства особливих інноваційних технічних рішень не потребує. Машина складається зі системи гряділів, кількість яких відповідає кількості оброблюваних смуг. Кожен гряділь несе на собі комплект ґрунтообробних знарядь. Особливість їх компоновки полягає в тому, щоб усі ті операції, які виконує комбінований агрегат класичної схеми, вписати у вузьку смугу.

В Україні для технології Strip-Till, завдяки відносно низької вартості, поширення отримав переважно комплекс розпушувачів «Агріватор» виробництва ТОВ «Агрохіммаш». Тому основні принципи формування агрегату розглянемо саме на прикладі цього комплексу машин.

Оскільки технологія Strip-Till передбачає осінній і весняний обробіток ґрунту, то гряділі мають два варіанти комплектації, відповідно осінній і весняний.

Набір робочих органів використовується восени, коли необхідно виконати глибоке розпушення(рис. 5.45). Основним робочим органом є долотоподібний розпушувач. Інші робочі органи допоміжні.

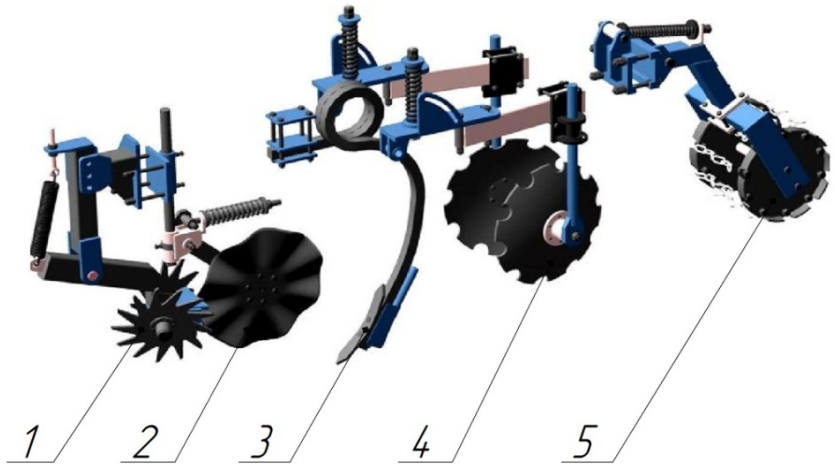



Рис. 5.45. Типова схема розміщення робочих органів на гряділі для осіннього обробітку смуг: 1 – шпоровий диск; 2 – турбодиск; 3 – долотоподібний розпушувач; 4 – нахилені диски; 5 – каток

Шпорові диски 1 виконують попереднє розпушення поверхневого шару і виносять рослинні рештки грубостеблових культур за межі смуги. Слідом за ними турбодиск 2 прорізає борозну для роботи долотоподібного розпушувача 3, і тим самим обмежує поширення ліній сколювання від нього за межі обробленої смуги. Два сферичних диски 4 підгортають ґрунт на утворену борозну, каток 5 вирівнює поверхню. Усі

наведені елементи конструкції гряділя комплектують пружними запобіжними пристроями.

Для весни розроблений полегшений варіант, в якому відсутній глибокорозпушувач (рис. 5.46), і замість нього встановлені два турбодиски для поверхневого вертикального розпушування ґрунту.

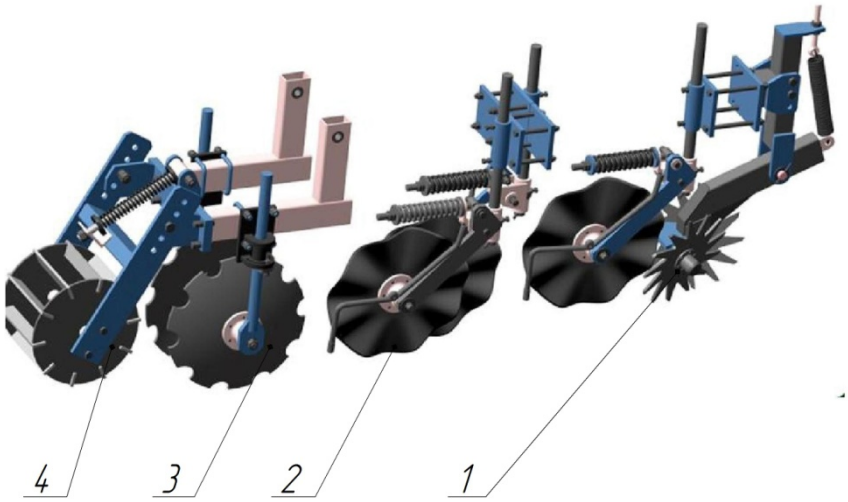



Рис. 5.46. Полегшений варіант гряділя для весняного обробітку смуг: 1 – шпоровий диск; 2 – реберчастий диск; 3 – вирізний похилений диск; 4 – каток

Осінній варіант обробітку смуг іноді суміщають з локальним внесенням мінеральних добрив. Але таке рішення створює умови для втрат корисних речовин за довгий осінньо-зимовий період. Тому в більшості випадків цього уникають, а добрива вносять разом із сівбою.

Кафедрою сільськогосподарських машин ДДАЕУ запропонована власна конструкція агрегату для роботи в умовах смугового землеробства (рис. 5.47).

Особливість конструкції полягає в тому, що плоскі диски 7 на початковому етапі відділяють оброблювану смугу від необроблюваних на глибину, що перевищує глибину ходу основних робочих органів. Тим самим вони обмежують робочу зону і, що надзвичайно важливо, розділяють кореневі системи бур’янів смуг. Розмежування оброблених і необроблених смуг дозволяє в конструкції використовувати стрілчасті лапи, які найбільш ефективно підрізають кореневу систему рослин. Ще однією особливістю запропонованої конструкції є використання спарених робочих органів з двох турбодисків 4 власної конструкції.

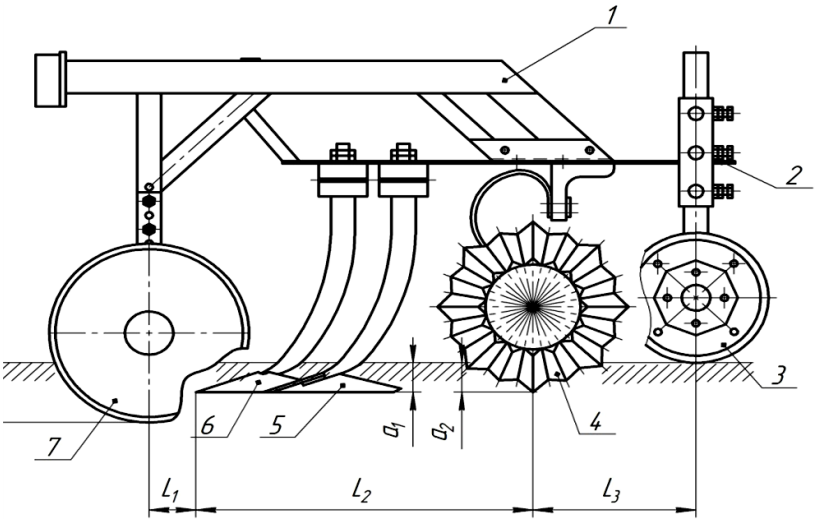



Рис. 5.47. Комбінований агрегат для роботи в умовах смугового землеробства: 1 – рама; 2 – опорна плита; 3 – коток; 4 – турбодиск; 5, 6 – стрілчасті лапи; 7 – диск

Серед конструкцій більш високого технічного рівня можна виділити секцію культиватора GLADIATOR ST-PRO (рис. 5.48, рис. 5.49). Секція розроблена спеціально для роботи в умовах високої засміченості поля рослинними рештками. Технологічний процес виконується в певній послідовності.

Різак 1 діаметром 63,5 см перерізає рослинні рештки по осі обробленої смуги. Сферичні диски 2, встановлені в плаваючому режимі, прибирають рослинні рештки зі смуги. Долотоподібний глибокорозпушувач 3 виконує глибоке розпушування на глибину до 31 см. Турбодиски 4 виконують вертикальне поверхневе розпушування, а каток 5 остаточно подрібнює грудки і вирівнює поверхню смуги.

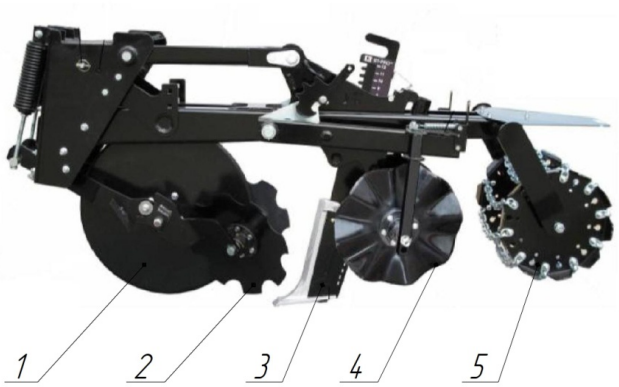



Рис. 5.48. Секція культиватора GLADIATOR ST-PRO: 1 – култер (різак); 2 – сферичні диски; 3 – долотоподібний глибокорозпушувач; 4 – турбодиск; 5 – каток



Рис. 5.49. Варіант виконання різака (култера)

## 5.9. Аналітичні дослідження взаємодії диска з ґрунтом

Дослідження робочих органів дискового типу та машин на їх основі являють собою досить складну задачу. Складність аналітичного дослідження обумовлена перш за все багатофакторністю процесів, що описуються, та їх імовірнісним характером. Відсутність чіткої математичної моделі у свою чергу ускладнює розрахунок та проектування машини. У результаті основний тягар на відпрацювання конструктивних параметрів лягає на польові та лабораторні випробування.

### *5.9.1. Розрахункова схема сферичного диска*

У сучасних дискових ґрунтообробних машинах застосовують диски постійної кривизни всіх точок робочої поверхні, тобто сферичні сегменти. Диски змінної кривизни, утворені обертанням еліпса або параболи, розповсюдження не отримали.

Конструктивно дискові робочі органи борони, лущильника, дискатора, плуга мають ідентичні параметри (рис. 5.50).

Діаметр диска $D$ залежить від заданої максимальної глибини обробітку ґрунту. На практиці встановлено, що для дискової борони діаметр диска повинен у 4-6 разів перевищувати глибину обробітку, для лущильника – у 5-6 разів. Із збільшенням діаметра диска різко зростає

вертикальна складова реакції ґрунту. Тому для заглиблення дисків великого діаметра треба збільшувати конструктивну масу знаряддя.

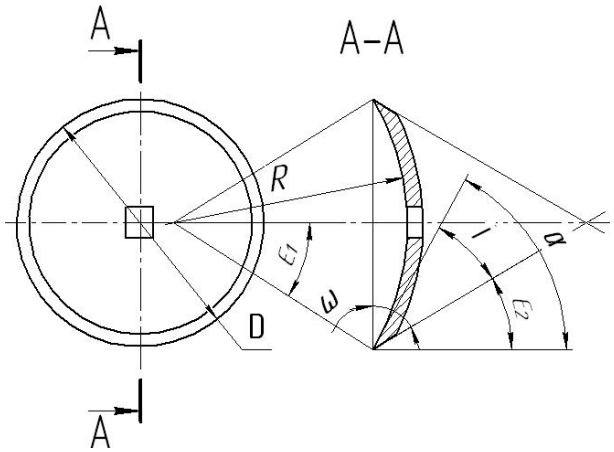


Рис. 5.50. Розрахункова схема сферичного диска

Радіус кривизни диска визначає інтенсивність розпушування і обертання ґрунту. Чим менше радіус диска, тим розпушування і обертання інтенсивніші.

Велике технологічне значення має так званий задній кут $\varepsilon_2$, від якого залежить енергоємність процесу підрізання. Цей кут змінний за висотою диска. Для нормальної роботи знаряддя потрібно, щоб задній кут на рівні поверхні поля був позитивний.

Диски загострюють, як правило, зі зовнішньої сторони. Як для лущильників, так і для борін кут заточки становить 10-20°. Диски, які за призначенням працюють на твердих ґрунтах, мають заточку з внутрішньої сторони.

За аналогією з іншими ґрунтообробними знаряддями кут різання для диска становить $\alpha = i + \varepsilon_2$.

Важливим для диска є співвідношення радіуса кривизни диска до його діаметра, яке вивчалося багатьма науковцями.

Мударісов С.Г. [66] на основі розробленої математичної моделі дійшов висновку, що для оптимальної якості розпушування ґрунту діапазон радіуса кривизни диска повинен знаходитися в межах 800-1000 мм. Він отримав оптимальне співвідношення радіуса *R* кривизни та діаметра *D* диска:

$$\frac{R}{D} = 1,57 - 1,97 .$$

Колектив дослідників Державного аграрного університету Вірменії аргументував діаметр диска з огляду на умови перерізання

волокнистого матеріалу нахиленим диском [37]. Отримана аналітична залежність має вид:

$$R > \frac{a}{f^2 \cdot \cos^2 \theta} \cdot \left(1 + f^2 \cdot \cos^2 \theta + \sqrt{1 + f^2 \cdot \cos^2 \theta}\right), \qquad (5.1)$$

де $a$ – глибина оранки;

$f$ – коефіцієнт тертя;

$\theta$ – кут атаки.

Глибокі дослідження дискових робочих органів виконувалися в Московському агроінженерному університеті імені Горячкіна В.П. під керівництвом доктора технічних наук Лобачевського Я.П. Основні результати досліджень відносно параметрів диска представлені в багатьох роботах його учнів, наприклад, Ельшейха А.Х. [114]. Так, для визначення діаметра диска запропонована аналітична залежність:

$$D = \left(K \frac{a}{\cos \beta}\right) K_П \qquad (5.2)$$

де $K$ – коефіцієнт пропорційності;

$a$ – максимальна глибина оранки;

$\beta$ – кут нахилу диска до напряму руху;

$K_П$ – коефіцієнт, що враховує знос.

Якщо прийняти $K = 3$, $\beta = 15°$, $K_П = 1{,}1$, то розрахунковий діаметр диска дорівнюватиме: $D = 510$ мм.

Юнусов Г.С. [115], виконавши низку польових досліджень та проаналізувавши роботу дискового робочого органу, дійшов висновку, що основна маса ґрунту сходить з робочого органу на рівні горизонтального діаметра. Це потребує виконання ряду вимог, які накладають обмеження на його діаметр. Умова сходу ґрунту:

$$N_T \geq F_T ,$$

де $N_T$ – дотична сила, що діє на частку ґрунту;

$F_T$ – сила тертя.

Розглянувши схему діючих сил та виконавши необхідні математичні перетворення, автор запропонував кінцеву раціональну формулу, за якою й визначив діаметр диска

$$D = \frac{2 \cdot R_K \left(\cos\alpha - f \cdot \sin\alpha\right)}{\sqrt{1+f^2}}, \tag{5.3}$$

де $R_K$ – радіус кривизни диска;

$\alpha$ – кут атаки диска;

$f$ – коефіцієнт тертя.

Як випливає з виразу (5.3), величина діаметра дискового робочого органу знаходиться в прямій залежності від радіуса його кривизни, кутів атаки та тертя ґрунту об робочу поверхню. На підставі аналізу рівняння, з урахуванням ґрунтових умов та технологічних регулювань, можна зробити висновок, що діаметр повинен дорівнювати приблизно 0,6 м.

### *5.9.2. Теоретичні засади виконаних аналітичних досліджень*

При проведенні аналітичних досліджень в основу покладена теорія внутрішньої напруги [74]), відповідно до якої для кришення ґрунту її необхідно подолати, приклавши різальним периметром (робочим органом) певну силу.

*Основні положення теорії.*

Відокремлення від загального масиву елементарної скиби ґрунту потребує подолання внутрішньої напруги, яку обчислюють за формулою:

$$G = \frac{R_c}{b \cdot a}, \tag{5.4}$$

де $R_c$ – результуюча сила зчеплення часток ґрунту на ділянці відокремлення;

$b$, $a$ – поперечний перетин скиби.

$$R_c = \frac{P_0 \cdot (1 - \cos\alpha)}{\sin\alpha}, \tag{5.5}$$

де $P_0$ – результуюча осьова сила зчеплення часток;

$\alpha$ – кут укладання часток.

Методика визначення $G$ детально описана в роботах Семенюти А.М. [86, 87, 88].

Результуючу осьову силу зчеплення можна визначити, якщо відоме питоме зчеплення часток ґрунту, яке у свою чергу встановлюється твердоміром ДорНДІ [47]. Остаточно ступінь розпушування визначається за формулою:

$$i = \frac{2 \cdot K_P \cdot E}{G^2} + 1, \tag{5.6}$$

де $K_P$ – питомий коефіцієнт різання ґрунту;

$E$ – модуль пружності ґрунту.

Питомий коефіцієнт різання ґрунту визначається як відношення опору різання до поперечного перетину скиби.

Відповідно до методики теорії внутрішньої напруги робочий орган ототожнюється з елементарним долотом, з наведеною шириною захвату, для якого опір різанню розраховується як

$$P = C_{уд} \cdot F_{ск}, \tag{5.7}$$

де $F_{ск}$ – сумарна площа сколу;

$C_{уд}$ – питоме зчеплення часток ґрунту.

З огляду на викладений матеріал, проблема полягає у визначенні питомого коефіцієнта різання ґрунту, яке створює робоча поверхня. Згідно з результатами раніше проведених досліджень, питомий коефіцієнт різання ґрунту визначається як відношення проекції на напрямок руху всіх діючих сил до площі поперечного перетину скиби [74]. Діючі сили у свою чергу залежать від форми робочої поверхні, швидкості руху та механіко-технологічних властивостей ґрунту.

Під час визначення сил, діючих у модельному середовищі, нами прийняті деякі припущення:

1. Ґрунт моделюється середовищем, що має внутрішнє тертя і питоме зчеплення, яке не залежить від зовнішнього тиску. Достатність даного висновку підтверджена Панченком А.М. [74] та іншими ученими.

2. Ґрунт є анізотропним по різних властивостях. Механічні властивості, починаючи з певної глибини, не залежать від напряму заміру. Експериментальними дослідженнями доведено, що для більшості ґрунтів ця глибина становить 24 см [74, 86, 107].

3. Як показано Цитовичем М.О. [107], для тиску 0,3-0,5 МПа, а для ущільнених ґрунтів і до 0,7 МПа, залежність між деформацією і тиском можна вважати лінійною. Отже, для визначення діючих у модельному середовищі сил можна застосовувати теорію пружності.

4. Розгалуження тріщин (ліній сколювання) у ґрунті відбувається в поперечно-вертикальній площині – під кутом $\frac{\pi}{2}+\varphi_2$ до леза долота, у поперечно-вертикальній площині – під кутом $\varphi_2$ до вертикалі, де $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту [74, 107, 45, 47, 86]. Первинний напрям поширення тріщини є пріоритетним і в процесі поширення не змінюється [47].

5. Питоме зчеплення часток ґрунту є інтегральним показником, який визначає інші його механіко-технологічні властивості.

### *5.9.3. Взаємодія з ґрунтом плоского диска*

Плоский диск можна розглядати як сферичний, що має нескінченний радіус кривизни. Залежно від конкретно поставлених завдань з обробітку ґрунту використовують:

- диск плоский суцільний;
- диск плоский вирізний;
- турбодиск суцільний;
- турбодиск вирізний.

**Плоский суцільний диск.** Батарея з плоских суцільних дисків може виконувати перерізання рослинних решток і поверхневе розпушування ґрунту без обертання і перемішування його шарів. Розрахункова схема взаємодії диска з ґрунтом і рослинними рештками представлена на рис. 5.51.

Розглянемо умови перерізання решток стебел диском. Можливі чотири варіанти взаємодії диска зі стеблом:

- відштовхування вперед (варіант неприйнятний, бо виключає перерізання);

- відштовхування вбік у разі коротких, довжиною 5-8 см стебел (довжина стебел відповідає агротехнічним вимогам);
- протягування під собою (не дає гарантованого перерізу рослин, але задовольняє агротехнічним вимогам – рис. 5.52, бо частина стебла заорюється на глибину ходу диска);
- варіант нерухомого стебла дає гарантований переріз.

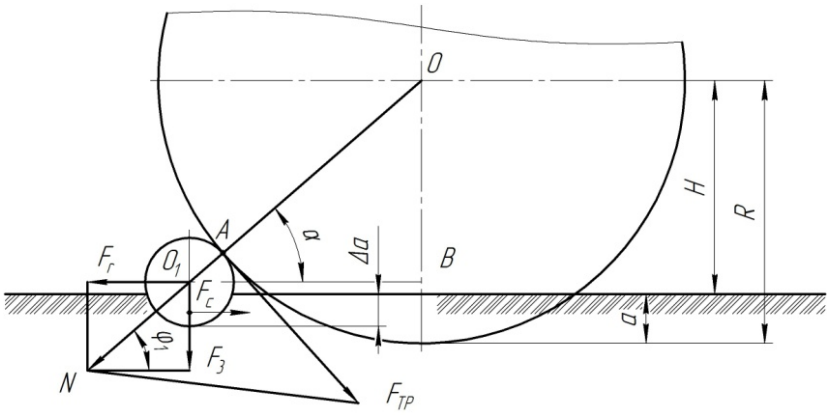



Рис. 5.51. Розрахункова схема взаємодії плоского суцільного диска з ґрунтом і рослинними рештками

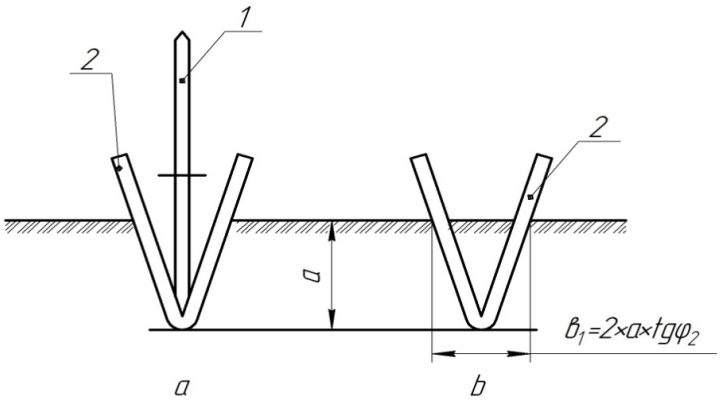



Рис. 5.52. Розрахункова схема протягування стебла диском: *a* – начальне положення; *b* – після проходу агрегату

Досягти варіанта перерізання нерухомого стебла можливо двома способами: безпідпірним різанням за рахунок швидкості різання або створенням умови для підпірного різання. Гарантоване безпідпірне різання реалізується на швидкості руху леза в межах до 16 м/с для тонкостеблових культур та до 60 м/с – для грубостеблових [42]. Досягти такої швидкості пасивним робочим органом не можливо. Тому запропоновану схему слід вважати як схему підпірного різання без переміщення стебла диском (рис. 5.51).

Як показує аналіз літературних джерел, у перерізанні тонкостеблових рослинних решток незвичайної потреби немає (достатньо варіанта – рис. 5.52), але проблема подрібнення решток грубостеблових культур існує. Вони в неподрібненому стані перегнивають тривалий час і ускладнюють роботу висівних агрегатів. Тому є сенс розглядати процес взаємодії диска з грубостебловими культурами.

Введемо такі припущення:

- стебло, що перерізається, має циліндричну форму;
- характеристики міцності стебла однакові за його довжиною;
- характеристики міцності стебел різного діаметра пропорційні квадрату їх діаметрів [47];
- взаємодія диска з ґрунтом підпорядковується закону підпірної стінки [74, 107].

Викладемо основні теоретичні положення розробленої нами математичної моделі.

На стебло, що входить у контакт з диском, діють сила нормального тиску $N$; сила тертя $F_{mp}$; сила опору ґрунту $F_c$. Умова перерізання стебла – векторна сума горизонтальних складових діючих сил (рис. 5.51) повинна дорівнювати нулю. Найбільш раціональний варіант: незначне переміщення стебла назад по ходу диска.

Контакт леза зі стеблом настає в точці А. Стебло буде вдавлюватись у ґрунт доти, доки сила тиску леза не перевищить критичного значення сили перерізання. Позначимо цю глибину занурення $\Delta a$.

Величину $\Delta a$ буде визначати коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту [47].

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 5.53) об'єм стебла, що занурюється в ґрунт, обчислимо за рівнянням

$$V = 0,5 \cdot L \cdot S_{BCD} = \\ = 0,5 \cdot L \cdot \left[ R^2 \cdot \arccos \frac{R - \Delta a}{R} - (R - \Delta a) \cdot \sqrt{R^2 - (R - \Delta a)^2} \right], \qquad (5.8)$$

де $L$ – довжина стебла;

$R$ – радіус стебла;

$\Delta a$ – глибина занурення.

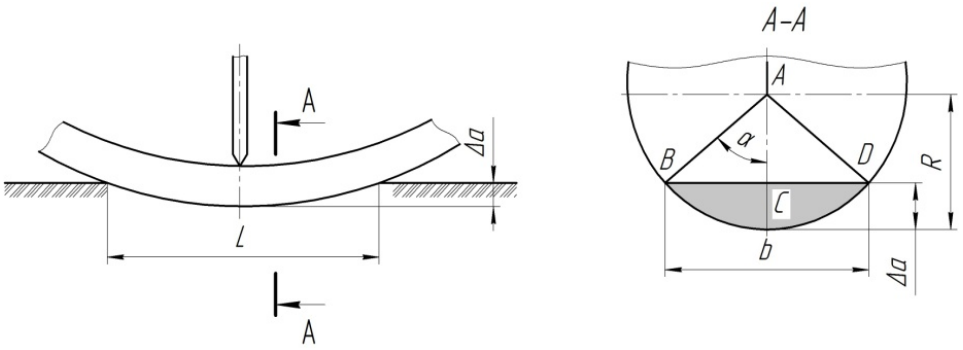



Рис. 5.53. Розрахункова схема до визначення параметрів занурення стебла: $R$ – радіус стебла; $\Delta a$ – глибина занурення

Остаточно рівняння для визначення глибини занурення буде мати вигляд:

$$q \cdot V = 0,5 \cdot q \cdot L \cdot \left[ R^2 \cdot \arccos \frac{R - \Delta a}{R} - (R - \Delta a) \cdot \sqrt{R^2 - (R - \Delta a)^2} \right] > [P], \quad (5.9)$$

де $[P]$ – опір стебла на зріз;

$q$ – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту.

Рівняння (5.9) нами аналітично не вирішується, бо кінцевий вираз буде досить складним і мало придатним до користування. Рівняння вирішується на ПЕОМ шляхом перебору. Отримані результати розрахунків представлені у вигляді графіків (рис. 5.54). У процесі обчислень було враховано, що характеристики міцності стебел різного діаметра пропорційні квадрату їх діаметрів [47].

Аналіз наведених залежностей показує, що в діапазоні реальних значень радіуса стебла та зусилля на його переріз, для ґрунтових умов Дніпропетровської області, величина занурення знаходиться в межах 4-6 мм. Іншими словами, стебла, діаметром менші за 4 мм, будуть гарантовано заорані в ґрунт.

Величина пластичної деформації самого стебла не впливає на величину занурення, оскільки вона вже врахована в опорі стебла на зріз $[P]$.

З розрахункової схеми (рис. 5.51) рівняння діючих сил у горизонтальній площині запишемо в такий спосіб:

$$N \cdot \cos \alpha - f_1 \cdot N \cdot \sin \alpha = f_2 \cdot F_3 \quad (5.10)$$

де $f_1$ – коефіцієнт тертя стебла по сталі;

$f_2$ – коефіцієнт тертя стебла по ґрунту;

$\alpha$ – кут защемлення.

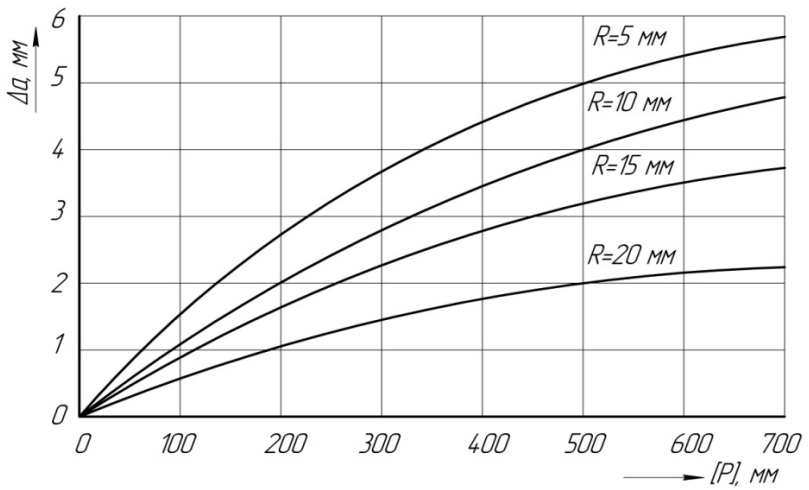



Рис. 5.54. Глибина занурення у ґрунт стебла в залежності від його діаметра ($q$ = 800 кН/м$^2$)

Вважаємо, що маса стебла мала і нею можна нехтувати. Це означає, що реакція $F_3$ утворена виключно за рахунок тиску диска:

$$F_3 = N \cdot \sin\alpha - f_1 \cdot \cos\alpha \tag{5.11}$$

Підставимо рівняння (5.10) у вираз (5.11) і поділимо праву і ліву частини рівняння на $N \cdot \cos\alpha$:

$$1 + f_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha = f_2 \cdot \operatorname{tg}\alpha - f_2 \cdot f_2, \tag{5.12}$$

або

$$\operatorname{tg}\alpha = \left[\frac{1 + \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi_2}{\operatorname{tg}\varphi_2 - \operatorname{tg}\varphi_1}\right] = \operatorname{ctg}\left(\varphi_1 - \varphi_2\right) \ = \operatorname{tg}\left(0{,}5 \cdot \pi - \varphi_1 - \varphi_2\right). \tag{5.13}$$

З розрахункової схеми (рис. 5.51)

$$\sin\alpha = \frac{OB}{R + r} = \frac{R - a - (r - \Delta a)}{R + r} = \frac{R - a - r + \Delta a}{R + r}, \tag{5.14}$$

де $R$ – радіус диска;

$r$ – радіус стебла.

$$\alpha = \arcsin\frac{R - a - r + \Delta a}{R + r}. \tag{5.15}$$

Тоді рівняння (5.13) можна переписати наступним чином:

$$\mathrm{tg}\left(\arcsin\frac{R - a - r + \Delta a}{R + r}\right) = \mathrm{tg}\left(0,5 \cdot \pi - \varphi_1 - \varphi_2\right). \tag{5.16}$$

Після математичних перетворень

$$\arcsin\frac{R - a - r + \Delta a}{R + r} = \left(0,5 \cdot \pi - \varphi_1 - \varphi_2\right);$$
$$\frac{R - a - r + \Delta a}{R + r} = \cos\left(\varphi_1 + \varphi_2\right).$$

Отже, раціональне значення радіуса диска

$$R = \frac{r \cdot \cos\left(\varphi_1 + \varphi_2\right) + a + r - \Delta a}{1 - \cos\left(\varphi_1 + \varphi_2\right)}. \tag{5.17}$$

Результати розрахунків за формулою (5.17) для найбільш імовірних значень коефіцієнтів тертя, діаметрів стебла та глибини занурення диска представлені у вигляді графічних залежностей (рис. 5.55). Параметр $\Delta a$ відповідає розрахованому значенню (рис. 5.54).

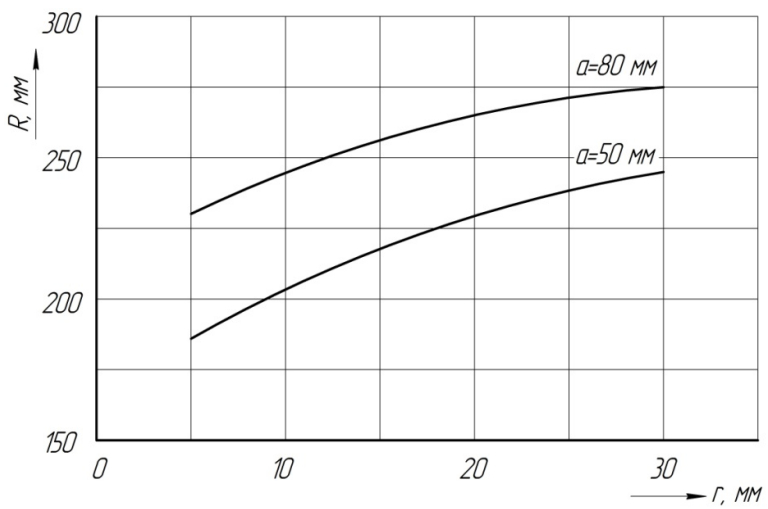



Рис. 5.55. Мінімально припустимий радіус диска залежно від глибини занурення і коефіцієнта об’ємного зминання ґрунту

Аналіз наведених залежностей свідчить про те, що раціональним слід вважати диск діаметром 450 мм. В Україні саме таке значення і прийняте. У країнах Західної Європи і США діаметр плоского диска і турбодиска дорівнює 17 дюймів, що становить приблизно 430 мм. Розбіжність не є суттєвою і викликана в основному прийнятою системою вимірювання.

Наголосимо, що в чистому вигляді плоскі суцільні диски використовуються вкрай рідко, бо їх функціональні можливості обмежені тільки подрібненням рослинних решток і грудок на поверхні ґрунту. У даному розділі вони нами розглядаються як проміжний етап для обґрунтування параметрів турбодиска (колтера).

**Плоский вирізний диск.** Суцільний диск має ряд недоліків, які обмежують можливості його використання для обробітку ґрунту, особливо в системі органічного землеробства. Головний з них – від'ємний кут входження в оброблюване середовище. Того ж часу, перерізання стебла виконується найбільш ефективно, якщо на початковому етапі дія леза на стебло спрямовується вертикально. Це приводить до часткового занурення стебла в ґрунт і фіксації його від переміщення в процесі перерізання. Розлянемо розрахункову схему такого диска – рис. 5.56.

Розіб'ємо робочий процес на цикли відповідно до кількості вирізів на диску. Початок циклу (рис. 5.56,*а*) характеризується тим, що різальне лезо переміщується вертикально вниз. Закінчення циклу буде відповідати моменту, коли лезо почне рухатися в напряму денної поверхні (рис. 5.56, *f*). З розрахункової схеми взаємодії вирізного диска з ґрунтом і стеблом можна визначити кутовий шаг вирізів:

$$\alpha < \arccos\frac{R_4 - a - d}{R_4}, \tag{5.18}$$

де $R_4$ – радіус описаного кола;

$a$ – глибина занурення диска;

$d$ – діаметр стебла.

Це надає нам можливість визначити кількість вирізів. Виконаємо конкретні розрахунки.

*Вихідні дані:*

$R_4$ = 225 мм, що відповідає діаметру диска 450 мм;

$a$ = 50 – 60 – 80 мм (стандартні значення, прийняті в більшості відомих агрегатів);

$d$ = 1,0-40 мм – діаметр стебла.

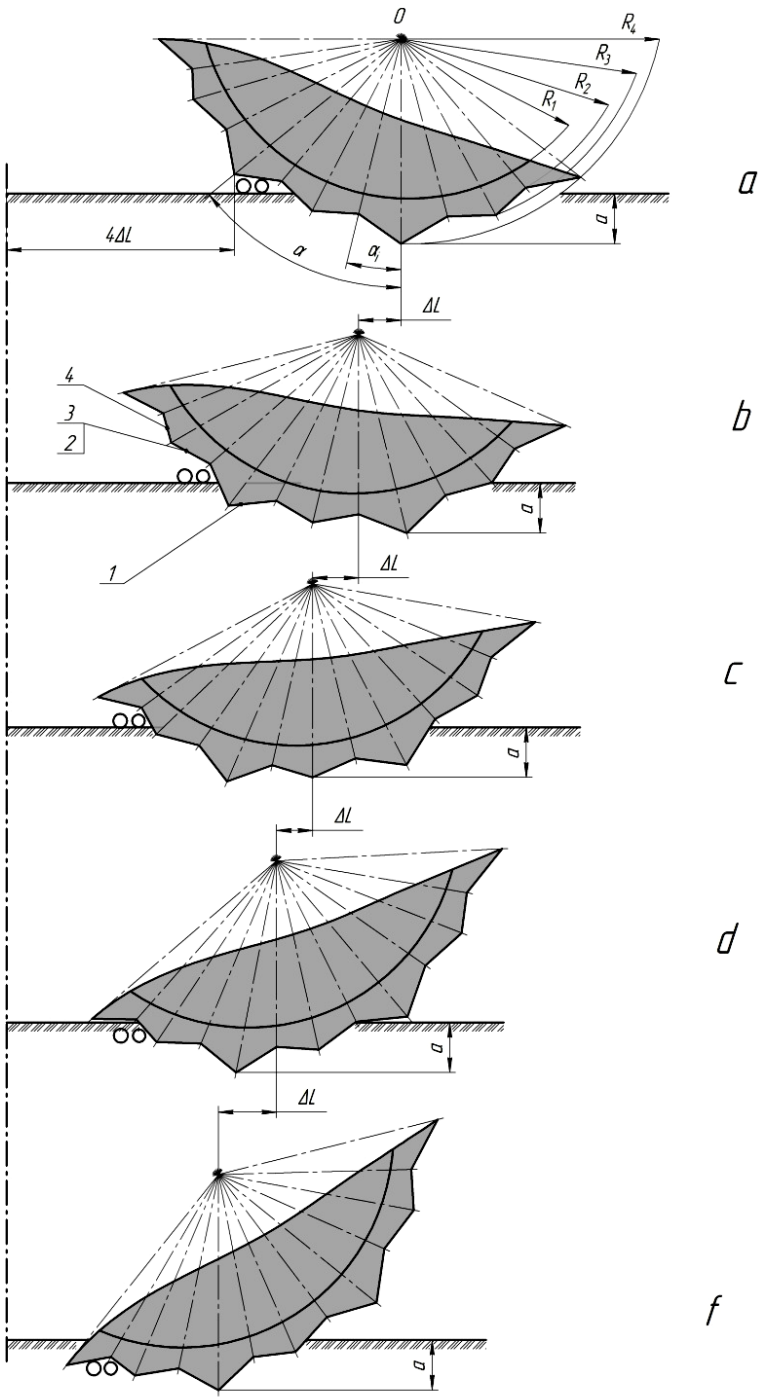



Рис. 5.56. Розрахункова схема взаємодії вирізного диска з ґрунтом і стеблом

Виходячи з того, що вирізи диска в процесі роботи повинні бути повністю зануреними у ґрунт, призначаємо радіальні параметри диска:

$$R_1 = 225 - 80 = 145 \text{ мм}; \quad R_2 = 225 - 50 = 175 \text{ мм}.$$

Результати розрахунків за формулою (5.18), представлені в табл. 5.1, підтверджують, що найбільш оптимальним варіантом кутового шагу вирізів є: $\alpha = 45°$; $n = 8$ – кількість вирізів на диску.

Таблиця 5.1. Розрахункові значення максимально припустимого шагу вирізів

| Глибина занурення диска, $a$, мм | Діаметр стебла, $d$, мм | $\cos\alpha$ | $\alpha$, град |
|---|---|---|---|
| 50 | 1,0 | 0,773 | 39 |
| | 5 | 0,756 | 41 |
| | 20 | 0,689 | 47 |
| | 30 | 0,644 | 50 |
| | 40 | 0,600 | 53 |
| 60 | 1,0 | 0,729 | 43 |
| | 5 | 0,711 | 44 |
| | 20 | 0,644 | 50 |
| | 30 | 0,600 | 53 |
| | 40 | 0,556 | 56 |
| 80 | 1,0 | 0,640 | 50 |
| | 5 | 0,622 | 52 |
| | 20 | 0,556 | 56 |
| | 30 | 0,511 | 59 |
| | 40 | 0,467 | 62 |

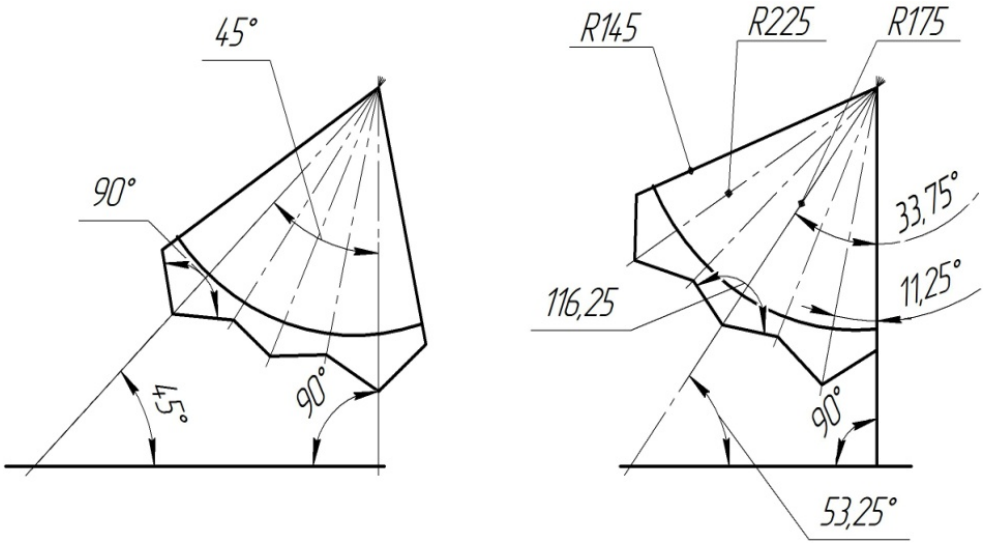
Але за такого кутового шагу і малої глибини вирізів $\Delta = R_4 - R_2 = 50$ мм між різальними лезами буде утворюватися велика мертва зона. Тому в конструкції передбачений допоміжний різальний елемент, утворений лезами 3 і 4. Конструкція виконана повністю симетричною, що дозволяє в разі зносу різальних кромок 1 та 3 переставляти диск і працювати лезами 2 і 4.

З розрахункової схеми (рис. 5.56, *а*) маємо:

$$a_i = \frac{45}{4} = 11,25°$$

$$\Delta L = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_4 \cdot \alpha_i}{360} = 44,17 \text{ мм}.$$

Розрахункова схема диска, представлена на рис. 5.57, свідчить про те, що кут при вершині основного різального сегмента повинен становити 90°, при вершині допоміжного 116,5°. Такі диски використовують в системах Mini-Nill та Strip-Till для подрібнення рослинних решток і поверхневих грудок. Для розпушування ґрунту вони не підходять.




*а* *б*

Рис. 5.57. Розрахункова схема диска: *а* – робоче положення основного леза; *б* – робоче положення допоміжного леза

**Турбодиск (колтер).** У попередніх розділах було аргументовано діаметр диска 450 мм, кількість і параметри вирізів на лезі. Кількість хвиль турбодиска відповідає кількості вирізів. Розрахункова схема турбодиска представлена на рис. 5.58. Наведена конструкція являє собою розглянутий вище вирізний диск, по вершинах різальних сегментів якого виконані перегини у шаховому порядку. Наявність рифлів (хвиль) робить процес взаємодії з рослинними рештками не залежним від напряму їх розташування на поверхні поля і створює умови для вертикального обробітку ґрунту.

Рифлі в прийнятій нами конструкції розташовані радіально. Існують варіанти, в яких рифлі розташовані під кутом до осі обертання у такий спосіб, щоб входили в ґрунт вертикально. Але введені нами вирізи компенсують цю перевагу.

У задачу турбодиска входить виконання вертикального обробітку ґрунту, тобто розпушування його за рахунок вертикальної дії.

Особливість вертикального обробітку полягає в тому, що лінії сколювання від різального елемента не поширюються у поперечно-

вертикальній площині. Ця особливість не тільки аналітично обґрунтована, але і добре відстежується в процесі роботи.

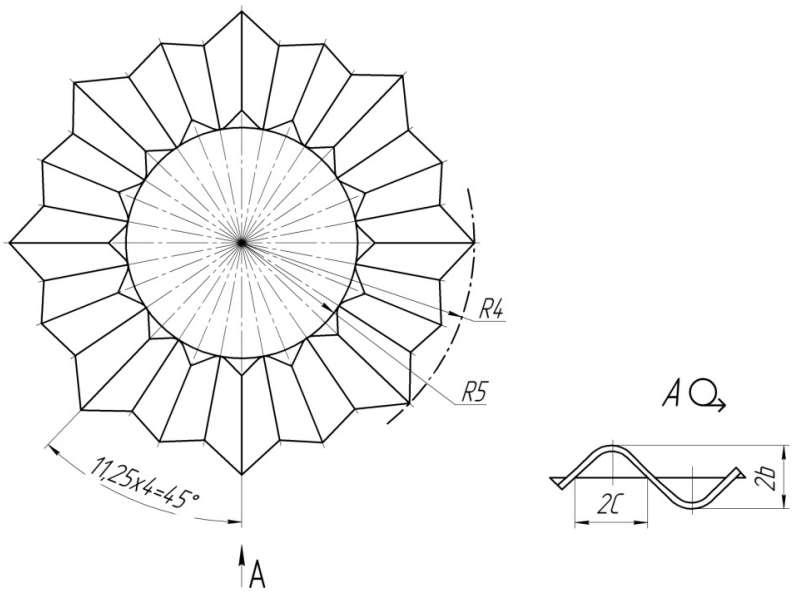



Рис. 5.58. Розрахункова схема турбодиска

Відділена скиба від моменту підрізання до вкладання в борозну постійно знаходиться в контакті з робочими поверхнями диска. Отже, для подолання внутрішньої напруги в ґрунті, згідно з попередніми дослідженнями, буде достатньо визначити силу різання [74]. Для цього треба знати питоме зчеплення часток ґрунту і площу поверхні призми (рис. 5.59).

Відділена призма ґрунту являє собою половину зрізаного конуса *ABCD* з параметрами (позначення до рис. 5.56 та рис. 5.58):

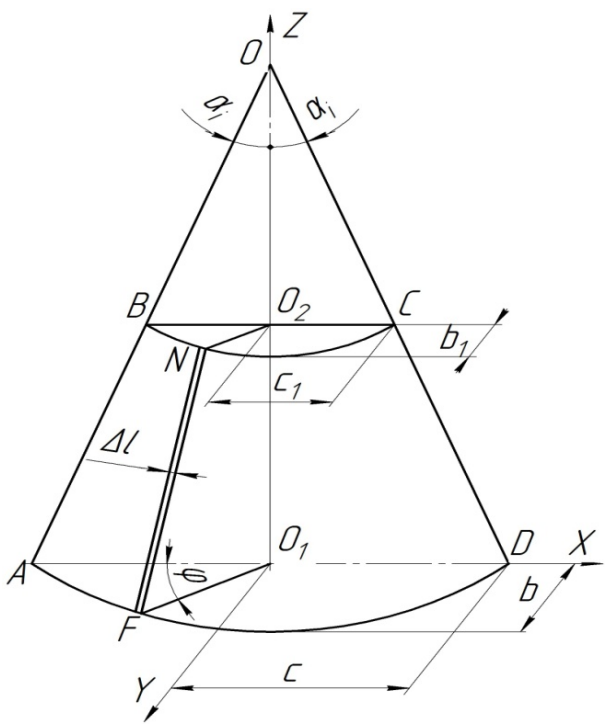



Рис. 5.59. Параметри відділеної призми ґрунту

$$c = R_4 \cdot \operatorname{tg}\alpha_i = 225 \cdot \operatorname{tg}11,25 = 225 \cdot 0,198 = 45 \text{ мм};$$

$$c_1 = (R_4 - a) \cdot \operatorname{tg}\alpha_i = 145 \cdot 0,198 = 29 \text{ мм};$$

$b = 35$ мм – прийняте конструктивно;

$$b_1 = \frac{b \cdot (R_4 - \alpha_i)}{R_4} = \frac{35 \cdot (225 - 80)}{225} = 26 \text{ мм}.$$

Миттєве значення радіуса-вектора нижнього еліпса дорівнює

$$R = \frac{b \cdot c}{\sqrt{b^2 \cdot \cos^2 \varphi + c^2 \cdot \sin^2 \varphi}},$$

миттєве значення радіуса-вектора нижнього еліпса

$$r = \frac{b_1 \cdot c_1}{\sqrt{b_1^2 \cdot \cos^2 \varphi + c_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}}.$$

Площа поверхні відділеної призми ґрунту складається з площі нижнього напівеліпса і бокової поверхні *ABCD*. Площу бокової поверхні обчислюємо шляхом чисельного інтегрування. Для цього поверхню розіб'ємо на нескінченно тонкі елементарні ділянки завширшки $\Delta l$. Площа такої елементарної ділянки дорівнюватиме

$$dS = \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot dl = \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot R \cdot d\varphi. \qquad (5.19)$$

Тоді загальна площа бокової поверхні становитиме

$$S_Б \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot R \cdot d\varphi. \qquad (5.20)$$

Загальна площа поверхні, що утворюється,

$$S_\Sigma = S_Б + S_O + S_{ПО} = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} \sqrt{a^2 + (R - r)^2} \cdot R \cdot d\varphi + \pi bc + a(c + c_1) \qquad (5.21)$$

де $S_O$ – площа основи призми;

$S_{ПО}$ – площа польового обрізу призми.

Сила, що витрачається на відокремлення призми ґрунту, дорівнюватиме

$$F = C_{УД} \cdot S_{\Sigma}.$$

Питомий опір різанню можна обчислити за формулою [74].

$$K_1 = \frac{F}{b \cdot a} \tag{5.22}$$

Об'єм відокремленої призми ґрунту (половина зрізаного конуса – рис. 5.59) розраховуємо так:

$$V = 0,5\frac{\pi \cdot a}{6} \cdot \left[ \left(2c + c_1\right) \cdot b + \left(2c_1 + c\right) \cdot b_1 \right]. \tag{5.23}$$

Середній приведений об'єм утворюваних ґрунтових агрегатів

$$V_i = \frac{V}{i},$$

де $i$ – ступінь подрібнення (5.6).

Середній приведений діаметр утворюваних ґрунтових агрегатів

$$D = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_i}{\pi}} \tag{5.24}$$

### *5.9.4. Взаємодія з ґрунтом сферичного диска*

**Визначення загальної реакції ґрунту.** Розглянемо механізм взаємодії з оброблюваним середовищем робочої поверхні довільної форми. На рис. 5.60 лінії *AB*, *BC*, *CA* – сліди перетину робочої поверхні з площинами координат. Напрям руху збігається зі спрямуванням осі *X*.

Приймаємо, що ділянка *ABC* нескінченно мала, і це дає нам підставу вважати сліди прямолінійними. Виріжемо на поверхні *ABC* нескінченно малу прямокутну площадку *DEFG*.

Досліджувану елементарну площадку можна розглядати як підпірну стінку, на яку діє сила

$$P = P_n + P_{TP} + P_Д \ , \tag{5.25}$$

де $P_n$ – підпірний боковий тиск;

$P_{TP}$ – сила тертя;

$P_Д$ – динамічна складова сил тиску.

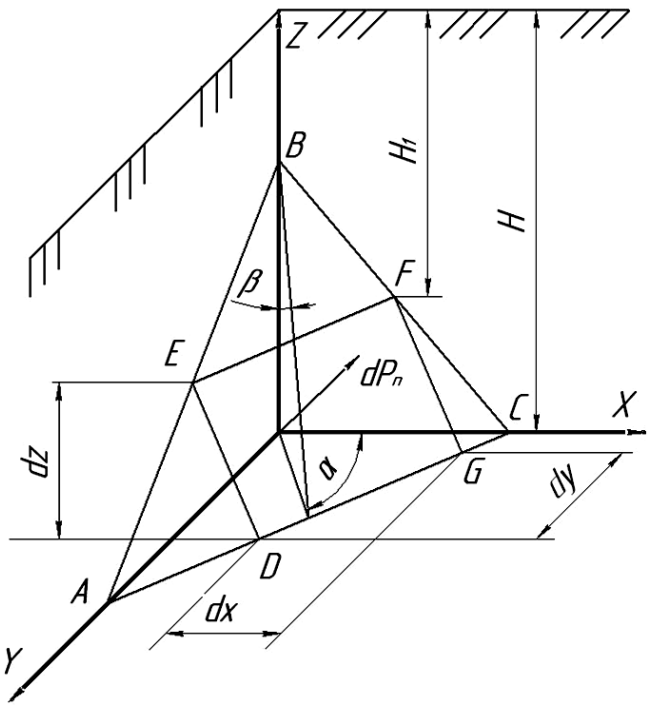



Рис. 5.60. Розрахункова схема взаємодії елементарної площадки зі середовищем

Для нескінченно малої площадки рівняння підпірної стінки прийме вид (обґрунтування можливості застосування рівняння підпірної стінки на робочих швидкостях землерийних та ґрунтообробних машин надано в роботах [ 45, 74, 86, 107]:

$$\begin{aligned} dP_n &= \frac{\gamma\cdot\left(H^2-H_1^2\right)}{2}\cdot\left[\operatorname{tg}\mu+\operatorname{tg}\beta\right]^2\cdot\cos\beta\cdot(DG)= \\ &= \frac{\gamma\cdot\left(H+H_1\right)\cdot\left(H-H_1\right)}{2\cdot\cos\alpha}\cdot\left[\operatorname{tg}\eta+\operatorname{tg}\beta\right]^2\cdot\cos\beta\cdot dy= \\ &= \frac{\gamma\cdot(2\cdot H+dz)\cdot dz}{2\cdot\cos\alpha}\cdot\left[\operatorname{tg}\eta+\operatorname{tg}\beta\right]^2\cdot\cos\beta\cdot dy, \end{aligned} \tag{5.26}$$

де $DG=\dfrac{dy}{\cos\alpha}$;

$H-H_1=dz$;

$\gamma$ – питома вага ґрунту;

$\beta$ – кут постановки площадки до вертикалі;

$H, H_1$ – відповідно глибина розташування нижнього та верхнього обрізів площадки;

$$\eta = 45° - \frac{\varphi_2 - \beta}{2},$$

де $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Зважаючи на малість величини *dz*, з достатнім ступенем точності можна прийняти, що

$$dP_n = \frac{\gamma \cdot H}{\cos\alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta\right]^2 \cdot \cos\beta \cdot dy \cdot dz, \tag{5.27}$$

Це дає змогу перейти до єдиної форми запису диференціальних рівнянь. Динамічну складову визначаємо за формулою Вєтрова Ю.А. [74].

$$dP_Д = ba\gamma \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} V^2 = \gamma \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} V^2 dydz, \tag{5.28}$$

де $a, b$ – відповідно висота і ширина площадки;

$\alpha_P$ – кут різання;

$\theta$ – задній кут;

$V$ – швидкість руху.

Сумарний тиск, направлений по нормалі до площадки,

$$\begin{aligned} dP_\Sigma &= \frac{\gamma \cdot H}{\cos\alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta\right]^2 \cdot \cos\beta \cdot dy \cdot dz + \gamma \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} \cdot V^2 dy \cdot dz = \\ &= \gamma \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta\right]^2 \cdot \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} \cdot V^2 \right\} dy \cdot dz \end{aligned} \tag{5.29}$$

З розрахункової схеми (рис. 5.61) проекція нормально діючих сил на напрям руху (вісь *X*)

$$\begin{aligned} dP_{\Sigma(X)} &= P_\alpha \cdot \cos\alpha = dP_\Sigma \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta = \gamma \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta \times \\ &\times \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \left[\operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta\right]^2 \cdot \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} \cdot V^2 \right\} dy \cdot dz \end{aligned} \tag{5.30}$$

Для визначення сили тертя розглянемо окремо перетин $M - N$ (рис. 5.62).

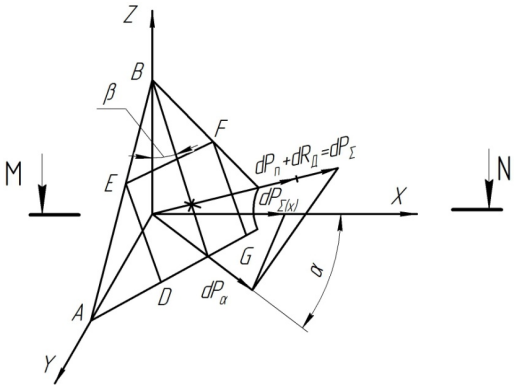



Рис. 5.61. Розрахункова схема до визначення проекції на напрям руху нормально діючих сил

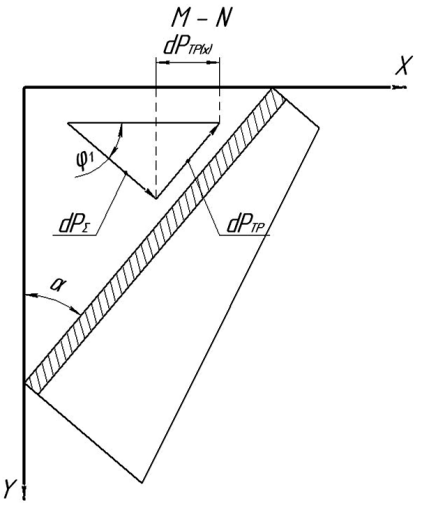



Рис. 5.62. Реакція сил тертя

Сила тертя

$$dP_{TP} = \gamma \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \left[ \operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} V^2 \right\} \operatorname{tg}\varphi_1 dydz\,, \qquad (5.31)$$

де $\varphi_1$ – кут зовнішнього тертя ґрунту по сталі.

Проекція сили тертя на напрям руху

$$dP_{TP(X)} = \gamma \sin\alpha \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \left[ \operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} \cdot V^2 \right\} \times \qquad (5.32)$$
$$\times \operatorname{tg}\varphi_1 dydz.$$

Тоді проекція на напрям руху всіх діючих сил дорівнюватиме

$$dP = dP_{\Sigma(X)} + dP_{TP(X)} =$$
$$= \gamma \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \left[ \operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} V^2 \right\} \times \qquad (5.33)$$
$$\times \left( \cos\alpha \cdot \cos\beta + \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \right) dydz.$$

Для визначення сумарної реакції поверхні робочого органа візьмемо інтеграл по поверхні від отриманого рівняння (5.33)

$$P = \gamma \iint_{\sigma} \left\{ \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \left[ \operatorname{tg}\eta + \operatorname{tg}\beta \right]^2 \cos\beta + \frac{\sin\alpha_P \cos\theta}{\sin\left(\alpha_P + \theta\right)} V^2 \right\} \times \\ \times (\cos\alpha \cdot \cos\beta + \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi_1) dydz. \qquad (5.34)$$

**Модельні уявлення поверхні диска.** Загальновідомі методики проектування ґрунтообробних робочих органів базуються на переміщенні в просторі прямолінійної твірної. Це є частинним випадком поверхні другого порядку. У загальному випадку твірна не обов'язково повинна бути прямолінійною. Найпростішим видом поверхні другого порядку, яку можна розглядати як утворену переміщенням у просторі криволінійною твірною, є сфера. Винайшовши рівняння твірної та закономірність її переміщення в просторі, можна шляхом зміни параметрів отримати гамму поверхонь різної форми. Останнє разом з можливістю оцінки якості розпушування поверхнею довільної форми відкриває широкі можливості для адаптації поверхні до оброблюваного середовища. Розглянемо розрахункову схему – рис. 5.63.

Розмістимо сферу в систему координат *XYZ* у такий спосіб, щоб вісь сфери проходила через початок координат. З'єднавши точки перетину кромки 1 сфери з осями координат, отримуємо трикутник *ABC*, який перетинає сферу під прямим кутом. Вісь сфери перетинає отриману площину трикутника в точці $O_1$, з'єднавши яку з точкою *C*, отримуємо шуканий кут атаки сфери $\delta$ за умови, що напрям руху агрегату збігається з віссю *X*.

Кут атаки має три складових у координатних площинах $\delta_{XOY}$, $\delta_{XOZ}$, $\delta_{YOZ}$, які є відповідно кутами зсуву, розпушення та обертання.

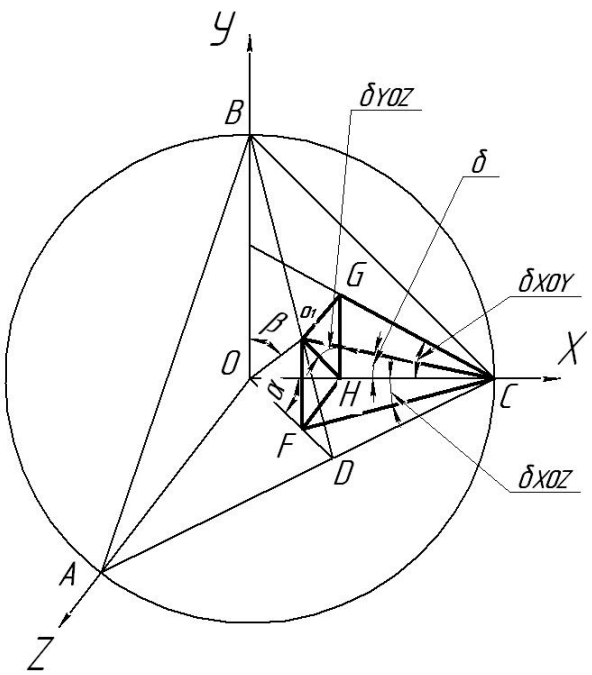



Рис. 5.63. Розрахункова схема сферичної поверхні

Із трикутника $FHC$

$$HC = FH \cdot \operatorname{ctg} \delta_{XOZ} . \tag{5.35}$$

Із трикутника $O_1GH$

$$\delta_{XOY} \cdot O_1H = \frac{FH}{\sin \delta_{YOZ}} ;\ GH = FH \cdot \operatorname{ctg} \delta_{YOZ} . \tag{5.36}$$

Із трикутника $HO_1C$

$$HC = O_1H \cdot \operatorname{ctg} \delta = \frac{FH \cdot \operatorname{ctg} \delta}{\sin \delta_{YOZ}} . \tag{5.37}$$

Із трикутника $GHX$

$$HC = HG \cdot \operatorname{ctg} \delta_{XOY} . \tag{5.38}$$

Вирішивши сумісно (5.35) – (5.38) отримаємо рівняння зв'язку:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta \cdot \sin \delta_{YOZ} &= \operatorname{tg} \delta_{XOZ} ; \\ \operatorname{tg} \delta_{XOZ} &= \operatorname{tg} \delta_{XOY} \cdot \operatorname{tg} \delta_{YOZ} \end{aligned} \tag{5.39}$$

Повернемо осі координат у такий спосіб, щоб вісь $OY$ збіглася з віссю обертання диска $OO_1$. Положення центра координат лишаємо не змінним.

Рівняння сфери в повернутій системі координат можемо записати як

$$X_1^2 + \left(R - Y_1\right)^2 + Z_1^2 = R^2 , \tag{5.40}$$

де $X_1$, $Y_1$, $Z_1$ – координати повернутої системи;
$R$ – радіус кривизни сфери.

Проте

$$\begin{aligned} X_1 &= X \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta ; \\ Y_1 &= Y \cdot \cos \beta ; \\ Z_1 &= Z \cdot \cos \alpha \end{aligned} \tag{5.41}$$

Тоді рівняння (5.40) при переході до первинної системи координат становитиме

$$(X\cdot\cos\alpha\cdot\cos\beta)^2 + (R - Y\cdot\cos\beta)^2 + (Z\cdot\cos\alpha)^2 = R^2 \qquad (5.42)$$

За аналогією з полицею корпусу тракторного плуга сліди перетину поверхні диска з площинами, що проведені паралельно дну борозни, є твірними робочої поверхні (рис. 5.64). Рівняння лінії АВ перетину горизонтальної січної площини з поверхнею сфери має вид:

$$\left(X\cdot\cos\alpha\cdot\cos\beta\right)^2 + \left(R - a\cdot\cos\beta\right)^2 + \left(Z\cdot\cos\alpha\right)^2 = R^2 \qquad (5.43)$$

де $a$ – відстань від площини перетину до площини $XOZ$.

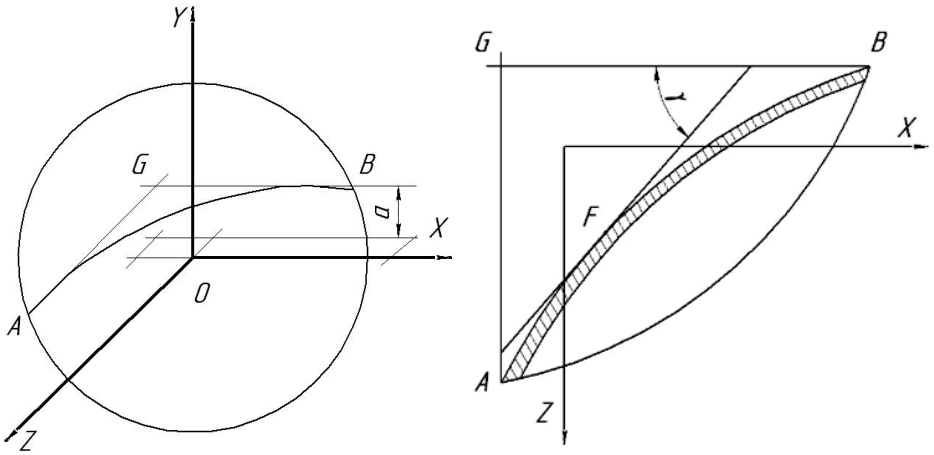



Рис. 5.64. Розрахункова схема до визначення рівняння горизонтальної утворюючої

Після виконання необхідних математичних перетворень

$$Z = \sqrt{\frac{R^2 - \left(R - a\cdot\cos\beta\right)^2}{\cos^2\alpha} - X^2\cdot\cos^2\beta}\,. \qquad (5.44)$$

Як видно з отриманого рівняння, твірна на відміну від твірної тракторного плуга не є пряма лінія і кут її нахилу до стінки борозни буде змінним. Миттєве значення тангенса кута нахилу дотичної у довільно взятій точці $F$ становитиме

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{dZ}{dX} = -\frac{\cos^2\beta\cdot X}{\sqrt{\dfrac{R^2 - \left(R - a\cdot\cos\beta\right)^2}{\cos^2\alpha} - X^2\cdot\cos^2\beta}}\,. \qquad (5.45)$$

Для отримання повністю детермінованої картини знайдемо рівняння твірної у поздовжньо-вертикальній площині. Проводимо перетинаючу площину на відстані $b$ від $XOY$ (рис. 5.65).

Рівняння лінії перетину

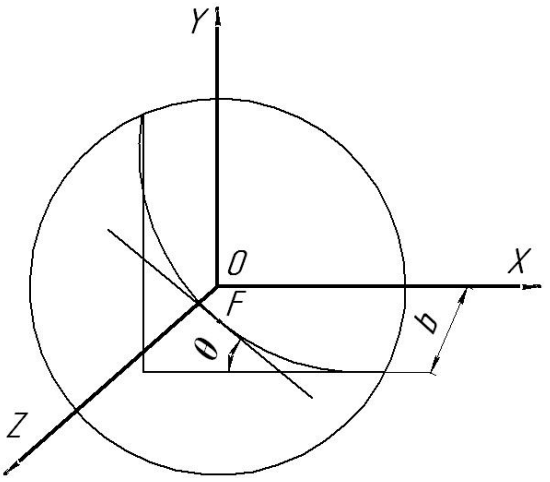



Рис. 5.65. Розрахункова схема до визначення кута $\theta$

$$\left(X \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta\right)^2 + \left(R - Y \cdot \cos\beta\right)^2 = R^2 - \left(b \cdot \cos\alpha\right)^2. \qquad (5.46)$$

Після математичних перетворень

$$y^2 - \frac{2 \cdot R}{\cos\beta} \cdot y + x^2 \cdot \cos^2\alpha + \frac{b^2 \cdot \cos^2\alpha}{\cos^2\beta} = 0, \qquad (5.47)$$

або

$$y_{1,2} = \frac{R}{\cos\beta} \pm \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\beta} - x^2 \cdot \cos^2\alpha - \frac{b^2 \cdot \cos^2\alpha}{\cos^2\beta}}\ . \qquad (5.48)$$

Миттєве значення кута нахилу до площини $YOZ$ дотичної до твірної у довільно взятій точці, запишемо як

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{dy}{dx} = \pm \frac{x \cdot \cos^2\alpha}{\sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\beta} - x^2 \cdot \cos^2\alpha - \frac{b^2 \cdot \cos^2\alpha}{\cos^2\beta}}} \qquad (5.49)$$

Точки перетину двох твірних однозначно визначають поверхню. Змінюючи параметри твірних, можна отримати рівняння поверхні практично довільної форми.

Розглянемо характерні точки на поверхні сфери.

Перш за все на поверхні сфери існує крива, відносно якої кут дотичної $\theta = 90°$, або $\operatorname{tg}\theta = \infty$. Умова буде виконуватись, якщо знаменник рівняння (5.49) дорівнюватиме нулю,

$$\sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\beta} - x^2 \cdot \cos^2\alpha - \frac{b^2 \cdot \cos^2\alpha}{\cos^2\beta}} = 0. \qquad (5.50)$$

Після математичних перетворень та з урахуванням (5.46) отримуємо систему рівнянь

$$Z = \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\alpha} - x^2 \cdot \cos^2\beta};$$
$$Y = \frac{R}{\cos\beta}. \qquad (5.51)$$

Якщо проводити аналогію з корпусом плуга, то ту частину поверхні, що знаходиться нижче рівня $y = \frac{R}{\cos\beta}$, можна вважати лемішем, вище – полицею.

**Дальність відкидання ґрунту диском.** У процесі роботи дискового робочого органу відбувається відкидання шару ґрунту за межі борозни. Модель цього процесу базується на тому, що шар ґрунту не руйнується в межах поверхні диска (рис. 5.66) [66]. Вийшовши за його межі, шар продовжує у відносному русі рухатися по траєкторії, що задана в просторі кривизною поперечного перетину диска і кутом атаки. Сумісна дія сил тяжіння та інерції приводить до відриву частини шару, і вона виконує вільне падіння. Дальність відкидання в поперечному напряму автори пропонують визначати за формулою

$$\Delta Y = L_{ВІД} \cdot \sin(\beta + \Delta\varphi) + Y, \qquad (5.52)$$

де $L_{ВІД}$ – довжина відірваної частини шару ґрунту;

$\beta$ – кут сходу шару ґрунту з робочої поверхні сферичного диска відносно напряму руху агрегату;

$\Delta\varphi$ – кут повороту відділеної частини;

$Y$ – відстань від осі знаряддя до точки відриву.

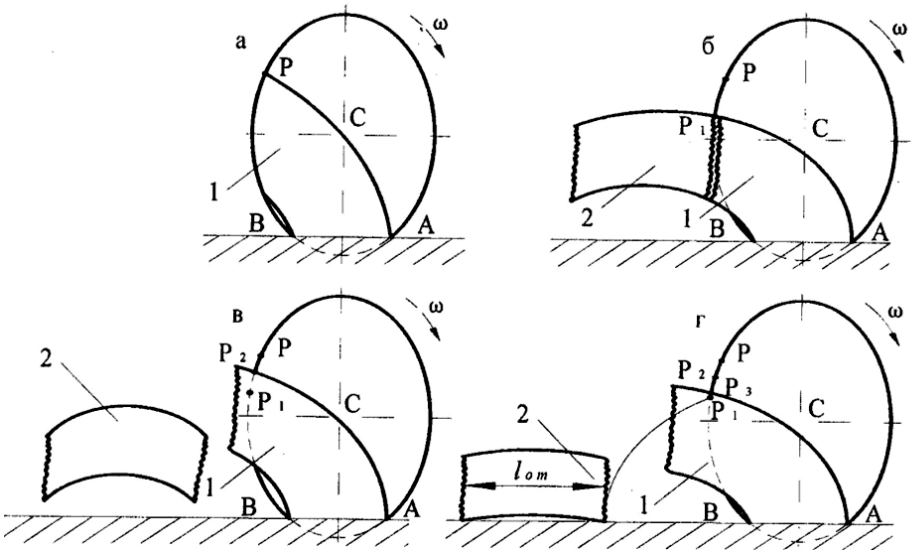



Рис. 5.66. Фази переміщення шару ґрунту

Виконані за формулою (5.52) розрахунки, дають значення дальності відкидання відірваної частини ґрунту для диска діаметром 650 мм (у середньому 0,6 м).

## 5.10. Аналітичне обґрунтування конструктивних параметрів агрегатів на основі дискових робочих органів

### *5.10.1. Дисковий плуг*

Розрахункова схема плуга представлена на рис. 5.67. Конструктивні параметри, що визначають працездатність машини:

- кут нахилу поздовжньої балки $\omega$;
- розташування дисків на рамі;
- положення начіпки відносно рами.

Ці показники в найбільшій мірі визначають сталість ходу агрегату та відповідність якості роботи агротехнічним вимогам. Положення начіпки залежить від напряму результуючої сили тяги плуга, а на останнє впливає профіль борозни, взаємне розташування дисків та реакція на відкидання шару ґрунту в процесі обертання диска.

Розглянемо послідовно окреслені параметри.

**Взаємне розташування дисків на рамі машини.** Відповідно до розрахункової схеми (рис. 5.67 та рис. 5.68) визначаємо $\Delta_1$ та $\Delta_2$ відносно відстані між осями стояків та по ходу машини.

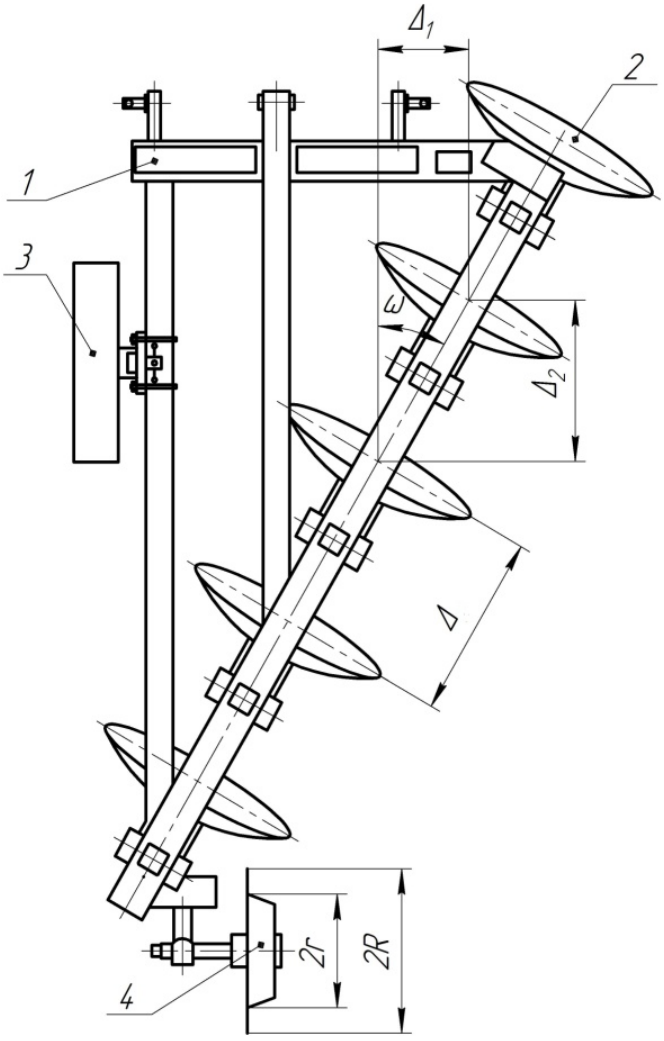



Рис. 5.67. Конструктивна схема дискового плуга: 1 – рама; 2 – дисковий корпус; 3 – колесо опорне; 4 – колесо борозне

При роботі машин з дисковими робочими органами на дні борозни утворюються непорушені гребені, висота яких чітко агротехнічно аргументована. Тому відстань $\Delta_1$ визначаємо з точки зору саме висоти цих гребенів (рис. 5.68).

Висота непорушеного гребеня над дном борозни дорівнюватиме

$$h = Y = R\left(1 - \sin\gamma_h\right)\cos\beta\,, \qquad (5.53)$$

де $\gamma_h$ – центральний кут, що відповідає висоті $h$ над дном борозни, або

$$\gamma_h = \arcsin\left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos\beta}\right). \tag{5.54}$$

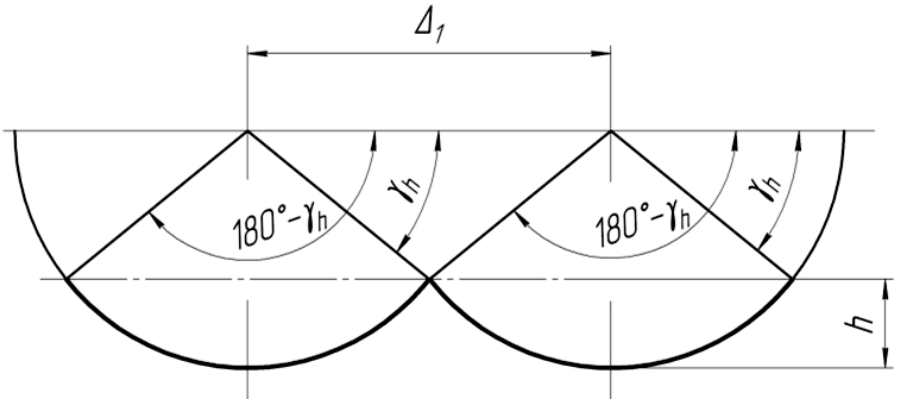



Рис. 5.68. Розрахункова схема до визначення $\Delta_1$

З розрахункової схеми (рис. 5.68) відстань $\Delta_1$ не повинна перевищувати

$$\Delta_1 < 2 \cdot R \cdot \cos\ \gamma_h = 2 \cdot R \cdot \cos\ \left[\arcsin\left(1 - \frac{h}{R \cdot \cos\beta}\right)\right]. \tag{5.55}$$

Як показує аналіз отриманої формули, умова перекриття за шириною захвату на рівні поверхні ґрунту буде виконуватися.

Відстань Δ між дисками в поздовжньому напряму повинна забезпечувати вільне проходження ґрунтового потоку в разі зміни кутових параметрів постановки дисків (рис. 5.69).

Найбільш детально поведінку підрізаного шару ґрунту дослідив Мударісов С.Г. [66]. Він виділяв три основні різновиди деформації ґрунту:

- без зміни об’єму (вологі ґрунти);
- зі зменшенням об’єму (сухі пухкі ґрунти);
- зі збільшенням об’єму (сухі щільні ґрунти).

Учений відзначив, що збільшення об’єму відбувається в основному за рахунок збільшення вертикального розміру шару ґрунту. Найбільшу ширину ґрунтового потоку слід очікувати в першому випадку, і

вона буде практично збігатися з профілем борозни. Отже, відстань між робочими органами в поздовжньому напряму достатньо прийняти такою, що дорівнює максимальній ширині захвату диска.

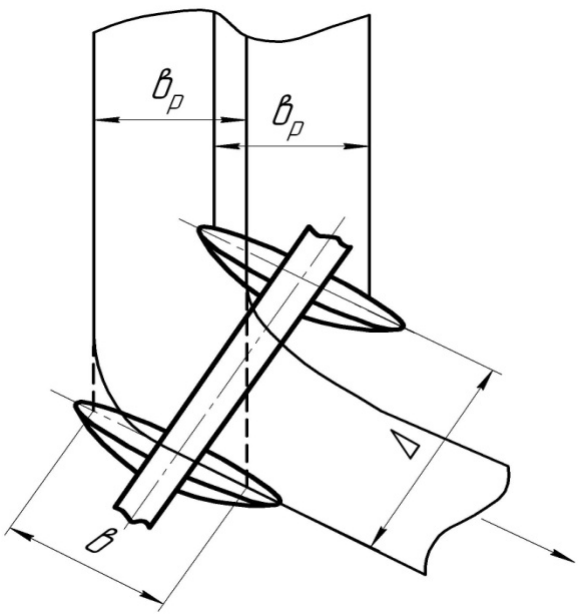


Рис. 5.69. Розрахункова схема до визначення Δ

Як показує практика експлуатації плугів та дискаторів, диск зберігає роботоздатність при зануренні в ґрунт не більше ніж на 2/3 його радіуса. Це відповідає центральному куту $\gamma = 20°$. Максимальна глибина борозни в цьому випадку становитиме

$$a = 0,66 \cdot R \cdot \cos\beta . \tag{5.56}$$

Ширина захвату диска

$$\begin{aligned} b_P = R \cdot \cos\alpha \left(\sin\beta + \cos 20°\right) - R\cos\alpha \times \\ \times \left[\sin\beta + \cos(180° - 20°)\right] = 1,88R\cos\alpha . \end{aligned} \tag{5.57}$$

Отже, відстань між дисками в поздовжній площині дорівнюватиме

$$\Delta > 1,88R\cos\alpha , \tag{5.58}$$

кут нахилу поздовжньої балки рами –

$$\theta = \arcsin \frac{\cos\left[\arcsin\left(1 - \dfrac{h}{R \cdot \cos\beta}\right)\right]}{0,94 \cdot \cos\alpha} . \tag{5.59}$$

**Конструктивні параметри борозного колеса.** За своїм призначенням борозне колесо повинно компенсувати дію реакції ґрунту в

поперечній площині, тобто його дія аналогічна дії польової дошки полицевого плуга. Конструктивно опорне колесо складається з диска 1 та опорного котка 2 (рис. 5.70).

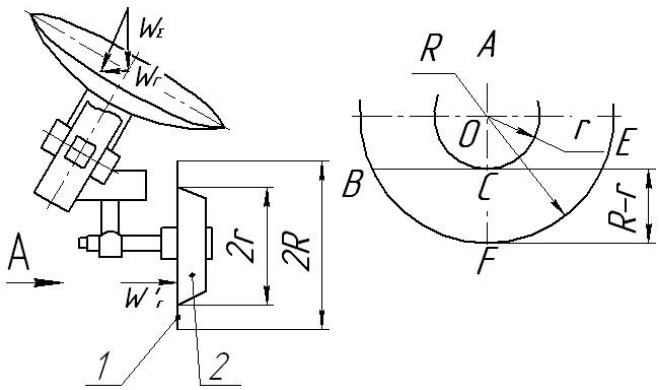



Рис. 5.70. Розрахункова схема борозного колеса

Бокове зусилля сприймається диском колеса, а опорний коток обмежує його занурення. У такий спосіб робоча частина диска 1 обмежена площею сегмента *BCEF* (вид А).

З розрахунку тягового опору нами отримане значення поздовжньої складової сили опору. Поперечна складова цієї сили має вид

$$W_{\Gamma} = W_{\Sigma} \sin \alpha \tag{5.60}$$

Ця сила повинна бути компенсована силою зминання ґрунту диском колеса

$$W_{\Gamma}^{i} = W_{\Gamma} = qSh\,, \tag{5.61}$$

або

$$S = \frac{W_{\Gamma}}{q \cdot h}, \tag{5.62}$$

де $q$ – коефіцієнт об′ємного зминання ґрунту;

$S$ – площа контакту;

$h$ – припустима глибина зминання.

На рис. 5.70 площа сектора *OBFE*

$$S_C = R^2 \arccos \frac{r}{R}; \tag{5.63}$$

площа трикутника *OBE*

$$S_{\Delta} = r\sqrt{R^2 - r^2}\ . \tag{5.64}$$

Тоді, пошукувана площа сегмента *BCEF*

$$S = R^2 \arccos - r\sqrt{R^2 - r^2}\ . \tag{5.65}$$

Введемо позначення $k = \frac{r}{R}$. Тоді рівняння (5.65) прийме вид:

$$S = R^2 \cdot \left[\arccos(k) - k \cdot \sqrt{1 - k^2}\right]. \tag{5.66}$$

Якщо задатися величиною *R*, то площа контакту буде визначатися величиною *k*. Проте рівняння (5.66) в явному виді вирішити не можливо. Тому представимо результати розрахунку у вигляді графіків (рис. 5.71).

Таким чином, для визначення радіуса котка борозного колеса необхідно за формулою (5.66) встановити мінімально необхідну площу контакту і потім, задавши величину *R* за графіком (рис. 5.71), обчислити *k*. Потрібний радіус буде дорівнювати: $r = k \cdot R$.

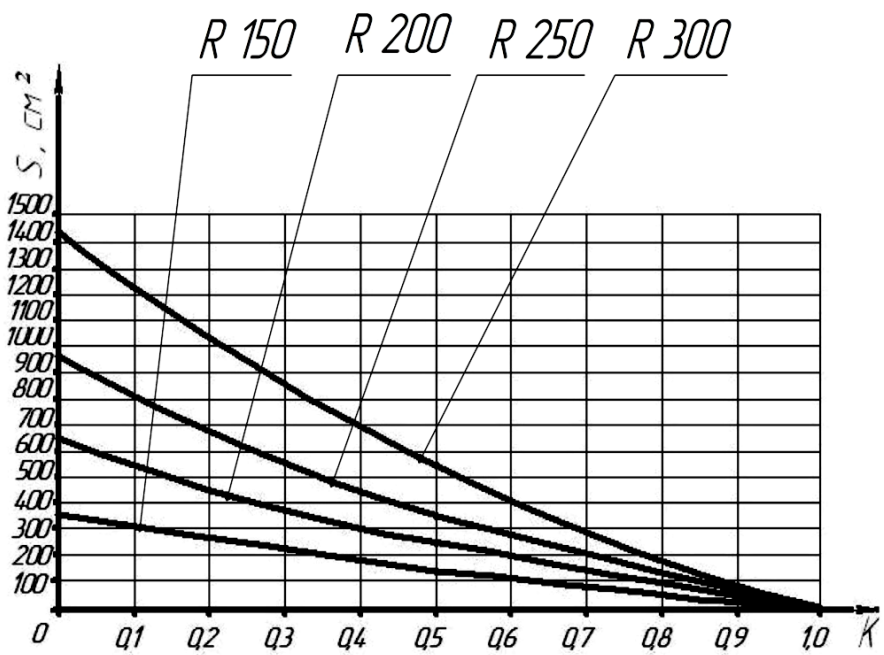



Рис. 5.71. Залежність площі контакту диска борозного колеса від співвідношення $k = r/R$

### *5.10.2. Дискова борона (лущильник)*

Параметри дискової борони, які підлягають обґрунтуванню:

- діаметр і радіус кривизни диска;
- відстань між дисками в батареї;
- кількість дисків у батареї (довжина батареї);
- кут постановки батареї до напряму руху (кут атаки).

**Діаметр і кривизна диска.** Залежно від умов роботи діаметр потрібно обирати найменшим з допустимих значень, бо зі збільшенням діаметра різко зростає сила, необхідна для його занурення. Для визначення мінімально припустимого діаметра скористаємося розрахунковою схемою [10].

Діаметр диска в першу чергу залежить від заданої глибини обробітку і обмежується величиною зазору між поверхнею поля і розпірними втулками, що встановлені між дисками (рис. 5.72).

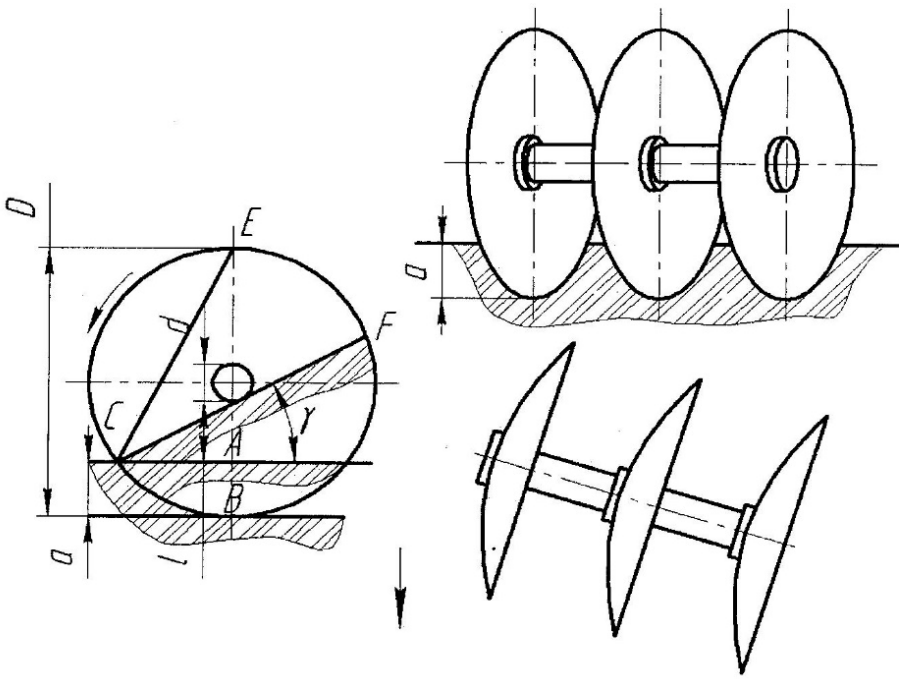



Рис. 5.72. Розрахункова схема до визначення діаметра диска при батарейному його кріпленні

Розпушений диском ґрунт повинен вільно проходити в зазор:

$$D = 2{\cdot}a + d + 0{,}5(CF)\operatorname{tg}\gamma = 2a + d + \sqrt{a(D-a)}\operatorname{tg}\gamma, \qquad (5.67)$$

де $d$ – діаметр втулки;

$a$ – глибина ходу диска;

$\gamma$ – кут наповзання шару ґрунту на диск.

Виконаними дослідженнями встановлено, що діаметр дисків борони повинен в 3-3,5 рази перевищувати глибину обробітку ґрунту [10].

Радіус кривизни диска обирається в такий спосіб, щоб у процесі роботи утворювався зазор між тильним боком диска і стінкою борозни. Як правило, ця умова виконується при $R = (1,08 - 1,30) \cdot D$.

**Відстань між дисками в батареї в однослідному варіанті агрегату.** Для визначення відстані між дисками в батареї скористаємося графоаналітичним методом [43, 45]. За критерій раціональності прийнята висота непорушених гребенів на дні борозни. Визначення виконується в певній послідовності.

Формують профіль оброблюваного шару ґрунту, для чого наносять лінію $N - N$, яка позначає дно борозни (рис. 5.73), і послідовно в прийнятому масштабі відкладають висоту гребенів ($h$), рівень денної поверхні ґрунту ($a$) і висоту розташування осі обертання дисків ($D$/2).

Під кутом атаки дискової батареї $\beta$ з довільно взятої точки $A$ проводять проекцію на дно борозни осі обертання дисків. Відступивши від точки $A$ приблизно $(2,5 - 3,0)\,D$, окреслюють контур диска. Відстань необхідно обирати таким чином, щоб контур диска не перетинався з лінією дна борозни. На контурі диска відмічають рівні висоти гребенів $h$ та осі обертання дисків ($D$/2).

Із точки $O$ (центр кола) радіусом $R$ (кривизна диска) проводять дугу, обмеживши її довжину діаметром диска.

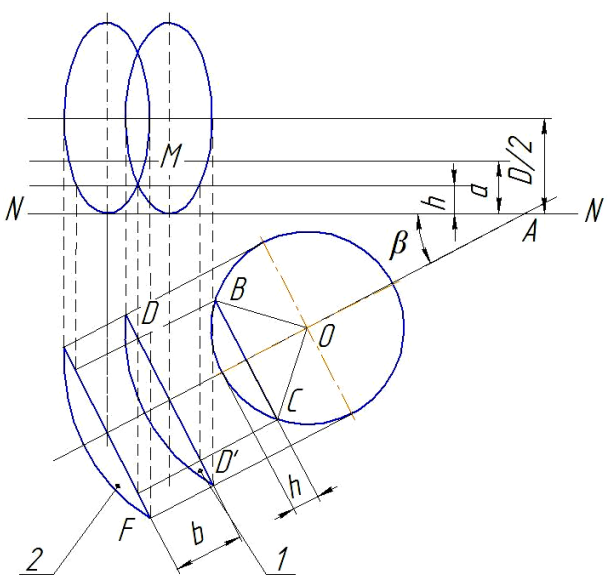



Рис. 5.73. Розрахункова схема до визначення відстані між дисками в батареї в однослідному варіанті: 1 – вертикальна проекція першого диска; 2 – вертикальна проекція другого диска

З’єднавши кінцеві точки дуги прямою, отримують вид зверху леза і диска 1 у цілому.

Провівши з точок *B* і *C* паралельні прямі до перетину з лезом диска 1, отримуємо точки *D* і *D′*, які на лезі відповідають рівню *h*. Спроектувавши базові точки *D* і *D′* на рівні, відповідні профілю оброблюваного шару ґрунту, отримуємо поперечно-вертикальну проекцію диска і профілю борозни.

Наступний диск 2 треба вписати в профіль так, щоб у точці *M* обидві проекції дисків перетиналися на рівні *h*. Для дотримання цієї вимоги з точки *D* опускаємо вниз перпендикуляр до перетину його з продовженням лінії *CD′*. Через отриману точку *F* проводимо лінію обрізу диска 2 і на ній будуємо його профіль.

Проекція диска 2 на оброблюваний шар ґрунту будується аналогічно першому диску. Відстань між дисками *b* визначається як відстань між проекціями лез дисків 1 та 2.

**Відстань між дисками в батареї у двослідному варіанті агрегату.** Відстань між дисками у варіанті двослідного агрегату виконується відповідно до розрахункової схеми – рис. 5.74.

Проводимо осі 1 і 3 відносно батарей першого та другого рядів. Для батареї першого ряду, скориставшись наведеною вище методикою, будуємо поперечно-вертикальну проекцію першого диска і відповідно профіль його борозни.

Наступний диск буде відноситися до батареї, що йде слідом. Треба вписати його в такий спосіб, щоб на вершині гребеня обидві проекції дисків перетиналися на рівні *h*. Для цього з точки перетину лезом першого диска з лінією висоти гребеня опускаємо перпендикуляр до перетину з лінією висоти гребеня для диска другого ряду. Будуємо проекцію диска і відмічаємо на профілі борозни положення точки перетину другого диска з лінією *h*. Наступний диск буде відноситися до батареї першого ряду. Знаходимо аналогічні лінії перетину, будуємо профіль і знаходимо відстань між дисками в батареї.

Для контролю знаходимо положення другого диска другої батареї, відзначаємо відстань між дисками і порівнюємо зі значенням, отриманим для першої батареї.

Кількість дисків у батареї обмежується нерівностями рельєфу плантації, характеристиками міцності вала, кінематичними показниками агрегату і зручністю в керуванні. Аналітично обґрунтовувати цей

показник не доцільно. Аналіз конструкцій відомих виробників показує, що кількість дисків у батареї, як правило, 7-11 з відстанню між дисками 250-350 мм.

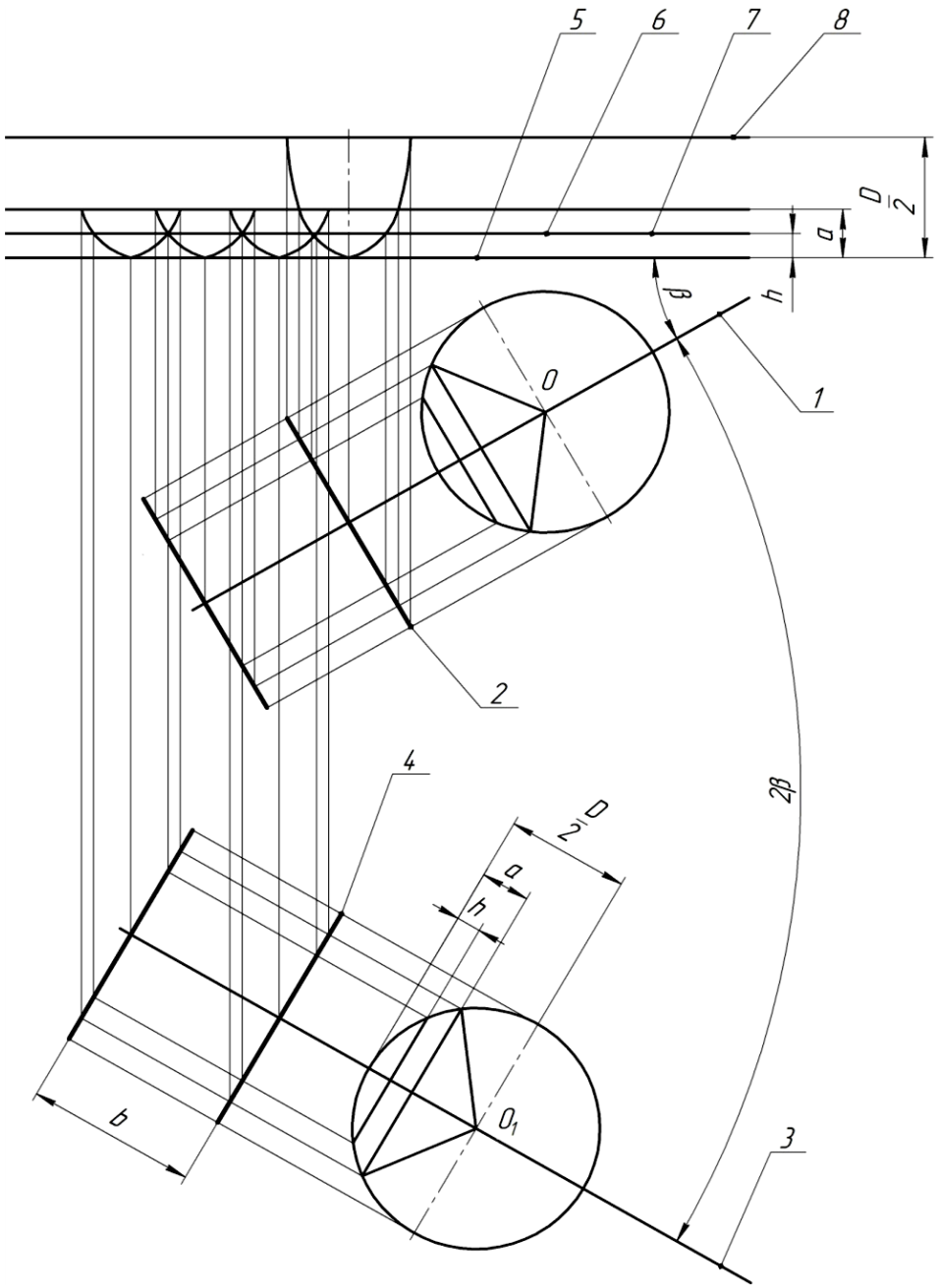



Рис. 5.74. Розрахункова схема до визначення відстані між дисками в батареї у двослідному варіанті: 1 – вісь батареї першого ряду; 2 – профіль леза диска батареї першого ряду; 3 – вісь батареї другого ряду; 4 – профіль леза диска батареї другого ряду; 5 – дно борозни; 6 – рівень висоти гребенів; 7 – рівень денної поверхні; 8 – вісь обертання батареї

Наведена методика розрахунку може бути використана і для розрахунку дводискової секції (рис. 5.12).

### *5.10.3. Дискатор*

Параметри, які підлягають обґрунтуванню в дискаторі:

- діаметр і радіус кривизни диска;
- відстань між дисками в ряду;
- кути постановки до напряму руху і вертикалі;
- відстань між рядами;
- кількість рядів дисків.

Як було аналітично і експериментально доведено [66, 86], оптимальні діапазони кутів постановки диска такі:

- до напряму руху $\alpha = 30 - 40°$;
- до вертикалі $\beta = 17 - 26°$;
- кількість рядів дисків – 3;
- відстань між рядами – 700-900 мм.

Автори також довели, що раціональним значенням радіуса кривизни дисків потрібно вважати значення, яке дорівнює діаметру диска.

Практично всі наведені параметри добре відпрацьовані в ході експериментальних досліджень і рядової експлуатації. Враховуючи наявність спільних особливостей з плугом, деякі методики обґрунтування параметрів можуть бути запозичені. Зупинимося на відмінностях.

**Відстань між дисками дискатора.** Методика визначення відстані між дисками, коли вони встановлені під кутом до

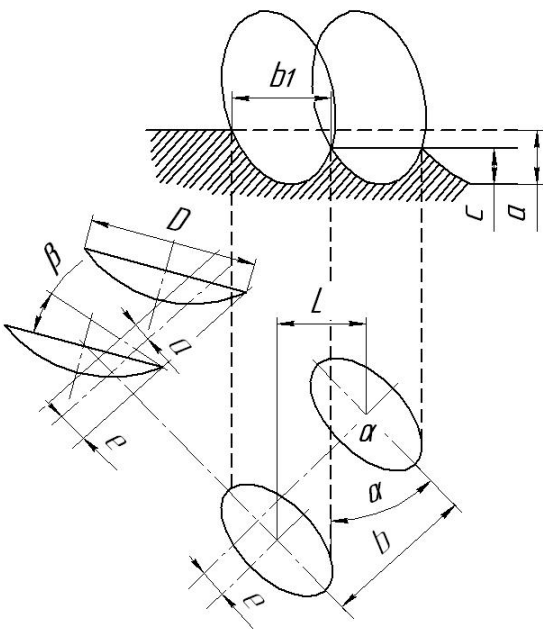



Рис. 5.75. Розрахункова схема до визначення відстані між дисками дискатора

вертикалі і напряму руху, базується на відомій розрахунковій схемі (рис. 5.75).

Відповідно до схеми:

$$D_C \sin\alpha = b\cos\alpha - l\sin\alpha,$$

або

$$D_C = b\,\mathrm{ctg}\,\alpha - l\ , \qquad (5.68)$$

де $\alpha$ – кут постановки дисків до напрямку руху;

$l$ – відстань між осями обертання дисків;

$D_C$ – довжина хорди на рівні висоти гребенів;

$b$ – відстань між дисками.

Для висоти непорушеного гребеня на дні борозни $C$ та кута нахилу до вертикалі $\beta$

$$D = \frac{D_C^2\cos\beta}{4C} + \frac{C}{\cos\beta}, \qquad (5.69)$$

де $D$ – діаметр диска.

Розв'язавши рівняння (5.69) відносно $DC$ і підставивши отримане значення у вираз (5.68), після математичних перетворень отримуємо, що

$$b = \left[2\cdot\frac{\sqrt{C\left(D\cdot\cos\beta - C\right)}}{\cos\beta} + l\right]\mathrm{tg}\,\alpha\ . \qquad (5.70)$$

**Аналітичні дослідження процесу збудження коливань пружного стояка.** Жорсткість пружного стояка диска визначається величиною тягового опору. Тяговий опір залежить від механіко-технологічних властивостей ґрунту, зміна яких призводить до виникнення пружних коливань.

Для розрахунку тягового опору скористаємося розрахунковою моделлю [74]. Прийнято такі позначення:

$b$ – приведена ширина захвату;

$a$ – глибина оранки;

$\alpha_P$ – кут різання;

$\varphi_1$ – кут тертя ґрунту по сталі;

$\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту;

$\gamma$ – питома вага ґрунту;

$K'$ – межа несучої спроможності;

$z, x$ – параметри площадки затуплення леза;

$\theta$ – задній кут леза;

$C_{уд}$ – питоме зчеплення часток ґрунту.

Приведена ширина захвату визначається рівнянням:

$$\cdot b = 0,66\sqrt{2R\frac{a}{\sin 75} - \left(\frac{a}{\sin 75}\right)^2} \qquad (5.71)$$

Тяговий опір диска розбиваємо на 5 складових

$$P_{P1} = A + B + C + D + F\,,$$

де складова А (опір на різання)

$$A = 1,8 \cdot \left[ b \cdot a + \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos(\alpha_P + \varphi_2)} \right] \operatorname{tg}(45° + \varphi_2)\,; \qquad (5.72)$$

складова В (тяговий опір на переміщення шару ґрунту)

$$B = 4,9ba^2 \operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\varphi_2}{2}\right)\left[\sin\varphi_2 + \cos(\alpha_P - \varphi_2)\cos\alpha_P \operatorname{tg}\varphi_1\right]; \qquad (5.73)$$

складова С (складова сил тертя)

$$\begin{aligned} C = a^2 \Bigg\{ & 0,5C_{уд}\left[\operatorname{tg}(45° + \varphi_2) + \operatorname{ctg}\alpha_P\right] \times \\ & \times \frac{0,66\operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos(45° + \varphi_2)} + 4,9d_P \operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\varphi_2}{2}\right)\sin\varphi_2\gamma \Bigg\} \operatorname{tg}\varphi_1; \end{aligned} \qquad (5.74)$$

складова D (опір на затуплення ріжучої кромки)

$$D = K'(z + x \cdot \operatorname{tg}\varphi_1) \cdot b\,; \qquad (5.75)$$

складова F (додатковий опір на робочу швидкість)

$$\cdot F = 9,81ba\gamma \cdot \frac{\sin\alpha_P \cdot \cos\theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} V^2\,. \qquad (5.76)$$

Амплітуда коливань дорівнюватиме

$$A_K = C\left(P_{P1} \pm \sigma_P\right), \tag{5.77}$$

де $A_K$ – амплітуда коливань;

$\sigma_P$ – середнє відхилення величини діючої сили;

$C$ – жорсткість пружини.

$$C = A_K / P_{P1} \tag{5.78}$$

Таким чином, жорсткість диска обумовлена величиною потрібної амплітуди коливань і механіко-технологічними властивостями ґрунту.

## 5.11. Експериментальні дослідження взаємодії дисків з ґрунтом

Результати власних аналітичних досліджень перевірялися в лабораторних і польових умовах науково-педагогічними працівниками кафедри тракторів і сільськогосподарських машин Дніпровського державного аграрно-економічного університету разом з ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ».

В експериментах були задіяні конструкції, проаналізовані й обґрунтовані в ході аналітичних досліджень, які показали перспективність використання, зокрема, у складі дискового плуга. В лабораторних умовах досліджувались складові тягового опору, в польових – якісні показники роботи.

**Лабораторна установка** (рис. 5.76) являє собою ґрунтовий канал традиційної конструкції, тобто ґрунтовий лоток, візок, який встановлений на рейках з можливістю переміщуватись уздовж лотка, і механізм приводу візка.

Лоток заповнюється модельним середовищем, на візок навішується робочий орган, встановлюється потрібна глибина ходу, і візок протягується вздовж лотка. Виникаючі при цьому поздовжня і поперечна сили опору заміряються за допомогою системи тензодатчиків. Ураховуючи те, що замість ґрунту використовується модельне середовище і самі робочі органи виконані з масштабним коефіцієнтом, абсолютні значення замірюваних величин необхідно перерахувати на натуральний ґрунт і натуральний робочий орган. Це дає велику похибку, і тому на

практиці визначають тільки співвідношення згаданих сил. Отже, необхідності в установленні абсолютних значень складових тягового опору немає.

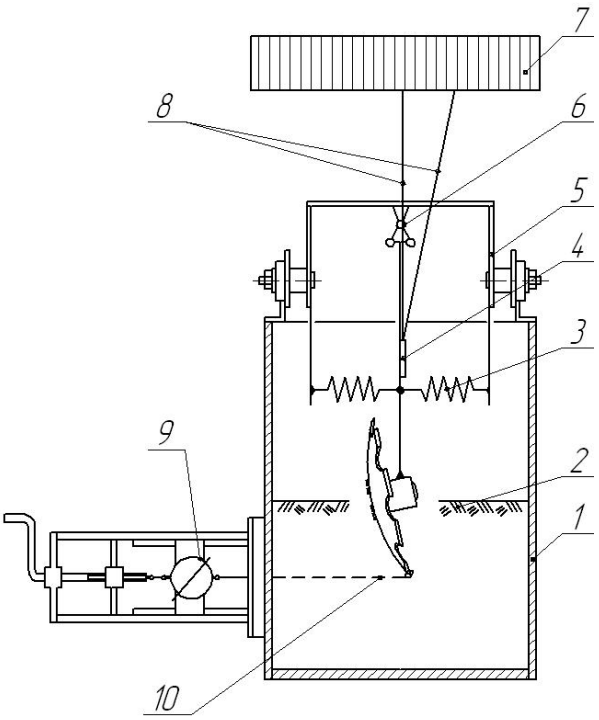



Рис. 5.76. Схема лабораторної установки: 1 – лоток; 2 – модель робочого органу; 3 – відтаровані пружини; 4 – ОКГ; 5 – візок; 6 – шарнір; 7 – міліметрова шкала; 8 – луч; 9 – динамометр; 10 – трос для градуювання

Стояк дискового робочого органу навішувалия до візка 5 через шарнір 6. У центральній частині стояк фіксували у вертикальному положенні двома відтарованими пружинами 3. У процесі руху, під дією сили опору, стояк відхиляється. До стояка прикріплений оптичний квантовий генератор (ОКГ) 4, промінь 8 від якого відхиляється від вертикалі пропорційно відхиленню стояка, і це відхилення фіксується на міліметровому папері 7. Аналогічно заміряють відхилення променя в поздовжньо-вертикальній площині. Співвідношення відхилень дає співвідношення доведених сил.

**Польова дослідна установка** розрахована на дослідження одного диска і дозволяє визначати поздовжню і поперечну складові тягового опору. Утворену в ході досліджень борозну можна використовувати для зняття проб на якість розпушування ґрунту. Конструкція установки відображена на рис. 5.77.

Робочий орган навішують на плиту 9, виставляють кути постановки до напряму руху і вертикалі. Робочий орган заглиблюється на глибину робочого ходу, і установка починає рух. Складові тягового опору, що сприймає робочий орган, передаються через плиту 9 на поперечну рухому раму 4. Рама 4 роликами 10 опирається на поздовжню рухому

раму 3 і може вільно по ній рухатися в поперечному напряму. Сила, що змушує раму рухатися, заміряється динамометром 7. Поздовжня складова передається на раму 3, яка в свою чергу може рухатись у поздовжньому напряму відносно основної рами 2 установки. Діючу при цьому силу замірюють динамометром 8.

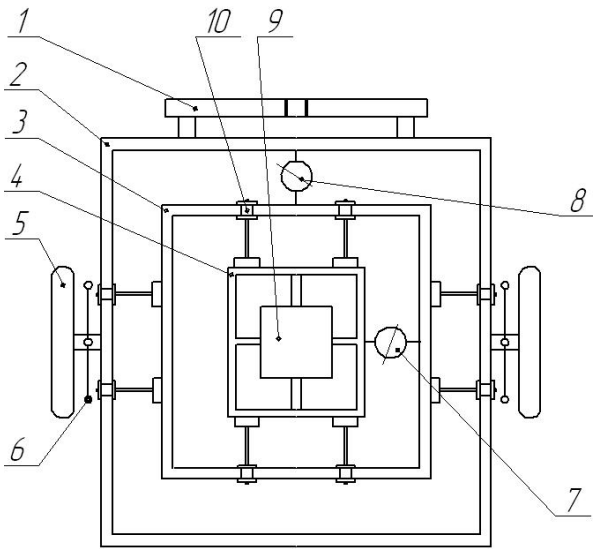



Рис. 5.77. Схема польової дослідної установки: 1 – навіска; 2 – рама основна; 3 – рама рухома поздовжня; 4 – рама рухома поперечна; 5 – колесо опорне; 6 – механізм регулювання глибини заглиблення; 7 – динамометр поперечної складової; 8 – динамометр поздовжньої складової; 9 – плита для кріплення досліджуваного робочого органу; 10 – ролик опорний

Уклон місцевості можна моделювати шляхом змінення постановки опорних коліс механізмом 6 регулювання глибини заглиблення. Для гасіння коливань стрілок у динамометрах передбачені гумові амортизатори коливань активної дії.

Загальний вид дослідної установки представлений на рис. 5.78. Установка начіпна і агрегатується з тракторами класу 1,4. При проведенні лабораторних і польових досліджень використовувались як стандартні, так і оригінальні методики, які розроблені спеціально для визначення певних показників.

### *5.11.1. Результати лабораторних досліджень*

Як показали дослідження, співвідношення складових тягового опору диска залежить тільки від його конструктивних параметрів та кутів постановки до напряму руху і вертикалі, практично не залежить від механіко-технологічних властивостей ґрунту [10, 45, 70, 74, 86]. Тому результати лабораторних досліджень можна поширити на натуральний зразок знаряддя і конкретні ґрунтові умови.



Рис. 5.78. Загальний вид дослідної установки

Найбільший вплив на тяговий опір мають такі конструктивні параметри:

- радіус кривизни диска ($R_{KP}$);
- кут нахилу диска до вертикалі ($\beta$);
- кут нахилу диска до напрямку руху ($\alpha$).

Вплив інших факторів значно менший і його можна вважати не суттєвим. Для отримання порівнянних з натурним експериментом даних модельні дослідження виконували з двома масштабними коефіцієнтами. За основу був прийнятий диск діаметром 660 мм (натурний зразок) і дві моделі з масштабними коефіцієнтами: $k = 3$ (1:3) та $k = 2$ (1:2). Усі три диски в експериментах заглиблювали на глибину, що дорівнювала 1/3 діаметра.

*Дослідження з масштабним коефіцієнтом* $k = 3$. Питоме зчеплення часток ґрунту модельного середовища прийняте 7,6 удару твердоміра ДорНДІ, що відповідає 26 в реальних умовах.

Кількість найбільш впливових конструктивних параметрів дорівнює трьом. Тому для досліджень нами прийнятий симетричний трифакторний експеримент плану 3×3×3. Але для плоского диска $R_{KP} = \infty$, і це не дає можливості утворити симетричний план. Із цієї причини замість $R_{KP}$ нами введений допоміжний

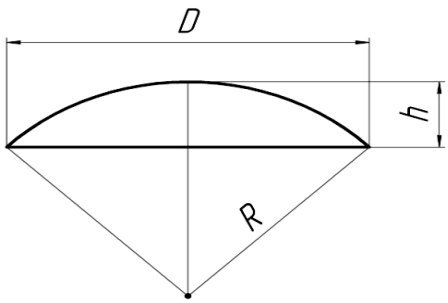



Рис. 5.79. Схема диска

показник – глибина порожнини диска $h$ (рис. 5.79).

Взаємозв'язок між цими показниками запишемо як

$$R_{KP} = \frac{D^2 + 4 \cdot h^2}{8 \cdot h} \tag{5.79}$$

де $D$ – діаметр диска моделі ($D$ = 320 мм для масштабного коефіцієнта $k = 3$).

Рівні варіювання факторів представлені в табл. 5.2 відповідно до плану.

Таблиця 5.2. Рівні варіювання факторів

| Фактор | Код | Рівні факторів | | |
|---|---|---|---|---|
| | | –1 | 0 | +1 |
| Кут постановки диска до напряму руху ($\alpha$), град | $X_1$ | 31,5 | 40 | 48,5 |
| Кут постановки до вертикалі ($\beta$), град | $X_2$ | 26 | 17 | 8 |
| Глибина порожнини диска ($h$), мм,<br>Радіус кривизни, ($R_{KP}$), мм | $X_3$ | 0<br>(∞) | 20<br>(482) | 40<br>(256) |

Діапазон зміни глибини порожнини диска (радіуса кривизни) обраний у такий спосіб, щоб перекривав весь діапазон можливих значень $R_{KP}$, тобто від плоского диска до $R_{KP} = D$. Рівні кутових факторів підібрані так, щоб діапазон їх зміни відповідав діапазону їх зміни в реальних умовах.

За результатами багатофакторного експерименту отримано таке рівняння регресії:

$$K_Б = 0,409 + 0,047 \cdot X_1 - 0,041 \cdot X_2 + 0,026 \cdot X_3 - 0,019 \cdot X_1^2 - 0,011 \cdot X_2^2 + \\ + 0,019 \cdot X_3^2 - 0,007 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,027 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,002 \cdot X_2 \cdot X_3, \tag{5.80}$$

де $K_Б = \frac{P_Б}{P}$ − коефіцієнт бокової складової сили тяги;

$P_Б$ – абсолютне значення бокової складової тягового опору;

$P$ − поздовжній тяговий опір.

*Аналіз отриманої регресійної моделі.* Дослідимо поведінку отриманої залежності за умов відсутності впливу одного з факторів:

$$X_1 = 0\,.$$

$$K_Б = 0,409 - 0,041X_2 + 0,026X_3 - 0,011X_2^2 + 0,019X_3^2 + 0,002X_2X_3;$$

$$K_{Б(MIN)} = 0,348 \text{ (заміряне значення – 0,35);}$$

$$K_{Б(MAX)} = 0,482 \text{ (заміряне значення – 0,51).}$$

$$X_2 = 0\,.$$

$$K_Б = 0,409 + 0,047X_1 + 0,026X_3 - 0,019X_1^2 + 0,019X_3^2 + 0,027X_1X_3;$$

$$K_{Б(MIN)} = 0,343 \text{ (заміряне значення – 0,37);}$$

$$K_{Б(MAX)} = 0,509 \text{ (заміряне значення – 0,49).}$$

$$X_3 = 0\,.$$

$$K_Б = 0,409 + 0,047X_1 - 0,041X_2 - 0,019X_1^2 - 0,011X_2^2 - 0,007X_1X_2;$$

$$K_{Б(MIN)} = 0,298 \text{ (заміряне значення – 0,29);}$$

$$K_{Б(MAX)} = 0,474 \text{ (заміряне значення – 0,49).}$$

Графічний аналіз отриманої залежності (5.80) представлений на рис. 5.80 – рис. 5.82.

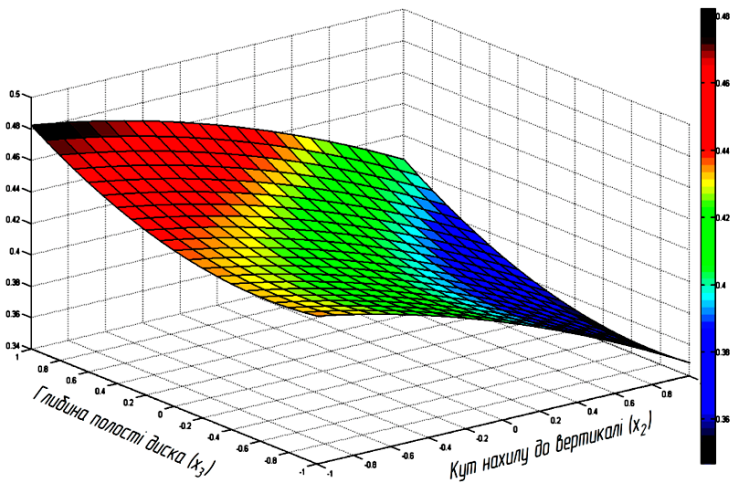



Рис. 5.80. Графік двомірного перетину коефіцієнту бокової складової сили тяги $K_Б$ від кута нахилу площини обертання диска до вертикалі ($\beta$, град) $X_2$), глибини порожнини диска ($h$, мм) $X_3$), за фіксованого значення кута нахилу площини обертання диска до напряму руху ($\alpha$, град) $X_1$) на нульовому рівні $X_1 = \alpha = 40°$

Аналіз отриманих результатів показує, що величина поперечної складової диска може змінюватися в досить широких межах, а саме: від 29,8 до 50,9 % від поздовжньої сили тяги. Основний вплив на це

співвідношення має одночасна зміна кутів постановки диска до вертикалі і напряму руху.

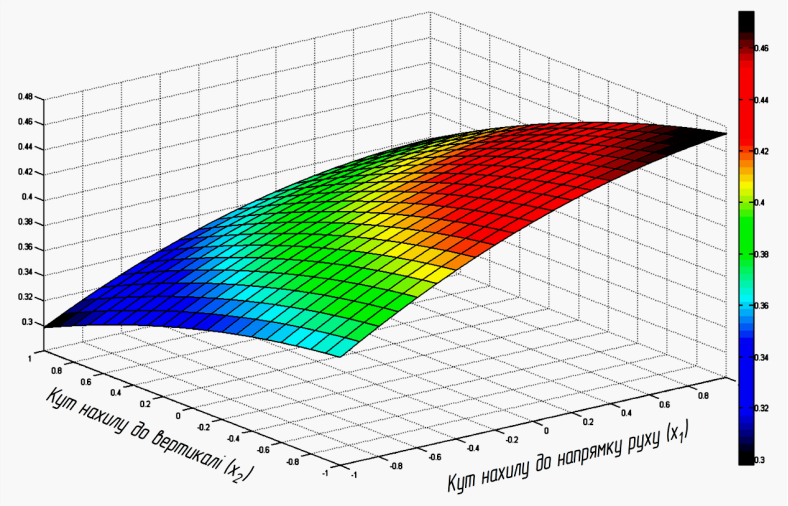



Рис. 5.81. Графік двомірного перетину коефіцієнта бокової складової сили тяги $K_Б$ від кута нахилу площини обертання диска до вертикалі ($\beta$, град) $X_2$), кута нахилу площини обертання диска до напряму руху ($\alpha$, град) $X_1$) за фіксованого значення глибини порожнини диска ($h$, мм) $X_3$), на нульовому рівні $X_3 = h = 482$ мм

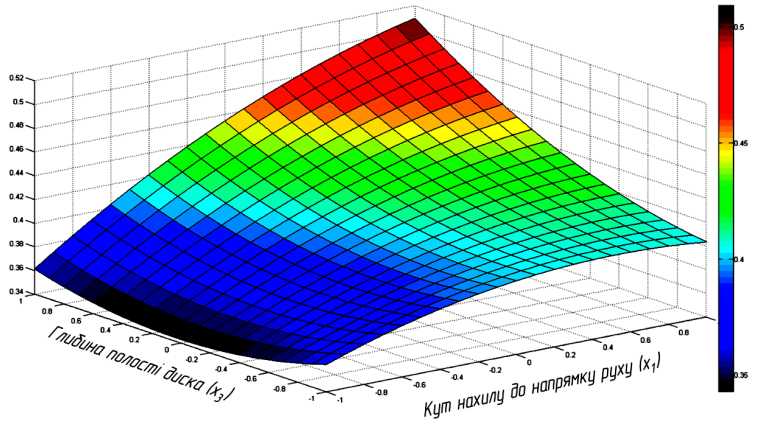



Рис. 5.82. Графік двомірного перетину коефіцієнта бокової складової сили тяги $K_Б$ від глибини порожнини диска ($h$, мм) $X_3$), кута нахилу площини обертання диска до напряму руху ($\alpha$, град) $X_1$) за фіксованого значення кута нахилу площини обертання диска до вертикалі ($\beta$, град) $X_2$) на нульовому рівні $X_2 = \beta = 17°$

Фізично це цілком пояснюється, бо одночасне збільшення цих кутів приводить до більш інтенсивного відкидання ґрунту вбік. Максимальне значення до 54 % дає комбінація максимальної кривизни диска

(256 мм), кута нахилу його до вертикалі 26° та кута постановки – до напряму руху 48,5°.

При аналізі складових діючих сил треба пам'ятати, що поперечна складова значною мірою відповідальна за розпушування ґрунту. Фактично це означає, що при обиранні конструктивних параметрів необхідно перш за все керуватись якістю розпушування, а величина поперечної складової може виступати як допоміжна.

*Дослідження з масштабним коефіцієнтом* $k = 2$. У ході модельних досліджень важливо отримати результати, порівнянні з даними натурного експерименту. Оптимальним є використання при цьому трьох масштабних коефіцієнтів: $K = 1$ (М1:1), $K = 2$ (М1:2) і $K = 3$ (М1:3).

У повторенні повномасштабного трифакторного експерименту, як показала практика, необхідності немає. Нами були виконані заміри в характерних точках, тобто в тих точках, де $P_Б/P$ має мінімальне, максимальне і середнє значення (табл. 5.3).

Таблиця 5.3. Співвідношення складових тягового опору для трьох масштабних коефіцієнтів

| $\alpha$, град | $\beta$, град | $K = 1$ | $K = 3$ | | | $K = 2$ | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $P_Б/P$ | $P_Б$, Н | $P$, Н | $P_Б/P$ | $P_Б$, Н | $P$, Н | $P_Б/P$ |
| 48,5 | 8 | 0,48 | 51 | 105 | 0,49 | 156 | 365 | 0,43 |
| 48,5 | 17 | 0,54 | 55 | 113 | 0,49 | 219 | 420 | 0,47 |
| 48,5 | 26 | 0,57 | 59 | 110 | 0,54 | 211 | 380 | 0,56 |

Питоме зчеплення часток ґрунту модельного середовища прийняте 12,7 удару твердоміра ДорНДІ, що відповідає 26 ударам. Такий результат було зафіксовано у ході польових досліджень.

Аналіз даних наведеної таблиці свідчить про те, що похибка визначення співвідношення поперечної та поздовжньої складових сили тяги в межах обраних масштабних коефіцієнтів не перевищує 10%. Це підтверджує, що проведені модельні дослідження можна вважати адекватними.

### *5.11.2. Результати польових досліджень*

Програма досліджень передбачала експерименти щодо визначення тягового опору і якісних показників розпушування з використанням плоских (суцільного і вирізного) та сферичного дисків у трьох режимах: з пробуксовуванням, без пробуксовування і в разі повністю

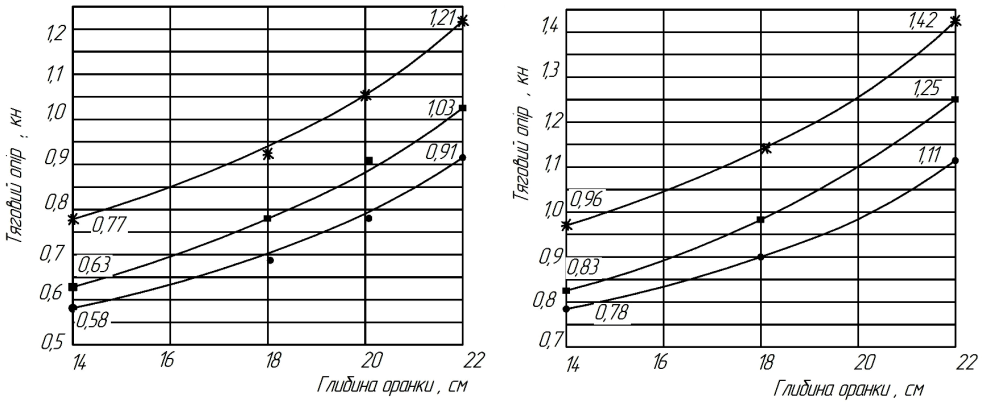
загальмованих дисків. Роботу виконували з використанням спеціального тензометричного візка.

*Тяговий опір диска.* Дослідження проводили в умовах раціональних кутів постановки диска до напрямку руху $\alpha = 40°$ і до вертикалі $\beta = 26°$ [86], оптимальної заміряної швидкості $V_P = 3{,}41$ м/с, твердості ґрунту 3,8-4,1 МПа. Діаметр дисків – 650 мм, радіус кривизни сферичного диска – 650 мм. Режим роботи без пробуксовування забезпечувався за наявності ґрунтозачепів з тильного боку дисків.

Візуальним спостереженням за агрегатами встановлено, що якість роботи відповідає агротехнічним вимогам. Агрегати стало виконують технологічний процес на швидкостях у діапазоні III-V передач трактора МТЗ-82, але робота на IV передачі методом експертної оцінки визнана оптимальною. На меншій швидкості не забезпечується достатня продуктивність, на більшій – шар ґрунту відкидається на відстань, що перевищує ширину борозни від диска.

Шлях занурення на робочу глибину становить 1,2 м при роботі на III передачі, 0,7 м – відповідно на IV для всіх трьох варіантів комплектації. На інших передачах дослідження не проводили.

Результати експериментальних досліджень тягового опору представлені на рис. 5.83.




*а* *б*

Рис. 5.83. Залежність тягового опору дисків від режиму роботи і глибини оранки: *а* – плоский диск з внутрішніми вирізами; *б* – сферичний; * – режим загальмованого диска; ■ – режим з пробуксовуванням; ● – режим без пробуксовування

Диск у всіх варіантах виконання в активному режимі має тяговий опір на 17-20 % менший за пасивний. Практично це і є складова сил тертя. Підтвердженням цього положення слугує те, що полицевий плуг за

тяговим опором практично близький до загальмованого дискового. Нелінійність залежності пояснюється збільшенням глибини оранки з одночасним збільшенням ширини захвату.

*Якість кришення ґрунту.* За коефіцієнтом структурності визначали якість кришення ґрунту. Результати досліджень представлені на рис. 5.84 та рис. 5.85.

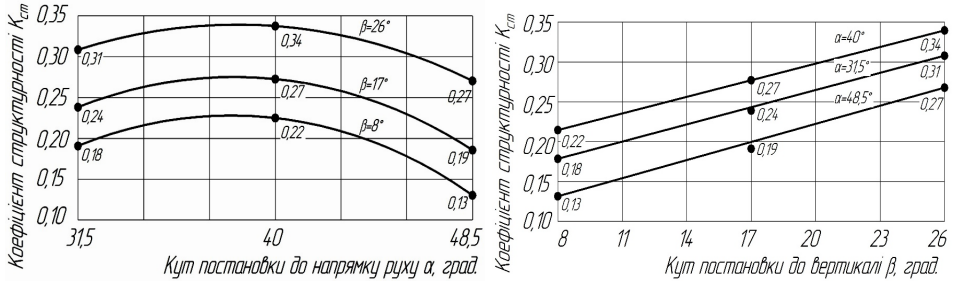



Рис. 5.84. Залежність коефіцієнта структурності від кутів постановки суцільного сферичного диска

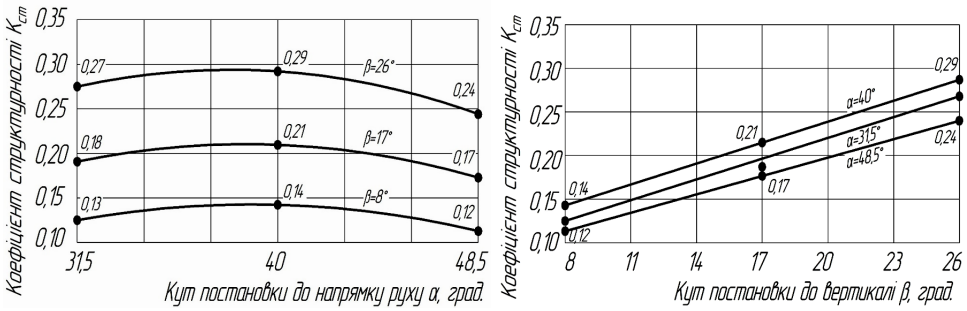



Рис. 5.85. Залежність коефіцієнта структурності від кутів постановки вирізного плоского диска

Аналіз наведених залежностей свідчить про те, що кришення обома видами дисків відбувається по суті ідентично за однакових кутів постановки до напряму руху і вертикалі. Але зовнішній вигляд поверхні відрізняється суттєво (рис. 5.86). Причина криється в тому, що завдяки вирізам дрібні фракції просипаються на дно борозни, залишаючи на поверхні крупні грудки і рослинні рештки. Після проходу сферичного суцільного диска поверхня виглядає більш вирівняною.

Отже, сферичний суцільний диск краще заорює рослинні рештки, утворює більш рівну поверхню і не робить диференціації грудкового складу за горизонтами.



*а*



*б*

Рис. 5.86. Характерні ділянки після обробітку сферичним (*а*) і плоским (*б*) дисками

Вирізний плоский диск залишає на поверхні ґрунту рослинні рештки і заорює дрібні грудки в нижні шари, але поверхня поля має явно виражені борозни і гребені.

Таким чином, якщо провести аналогію з полицевим плугом, то однозначно можна стверджувати, що в плоского диска слабо розвинені кути обертання і зсуву.

Проведений аналіз конструкцій дискових робочих органів і машин на їх основі, їх теоретичні і практичні дослідження дозволяють проводити подальше удосконалення сільськогосподарських машин.

# 6. КОПАЧІ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Для підкопування шару ґрунту, в якому знаходяться бульби, підйому їх і передачі на робочі органи для сепарації ґрунту і домішок та транспортування бульб призначені копачі картоплезбиральних машин. Копачі бувають пасивні, активні і комбіновані, які у свою чергу розподіляються залежно від форми, геометрії і наявності додаткових елементів.

Серед пасивних копачів (рис. 6.1) найбільше розповсюдження отримали сегментні плоскі леміші, недоліком яких є розвалювання шару по боках і надмірно великий захват зайвого ґрунту для попередження втрат бульб картоплі.

Коритоподібний леміш запобігає розвалу шару ґрунту, захоплює менше ґрунту, ніж плоский, але він більш залипає на згинах, що призводить до зростання тягового опору і скупчення ґрунту.

Секційний леміш, який складається з підкопувального лемеша і боковин, не піддається налипанню ґрунту. Леміш може складатися з двох або трьох секцій. Наявність секцій дозволяє сепарувати шар ґрунту.

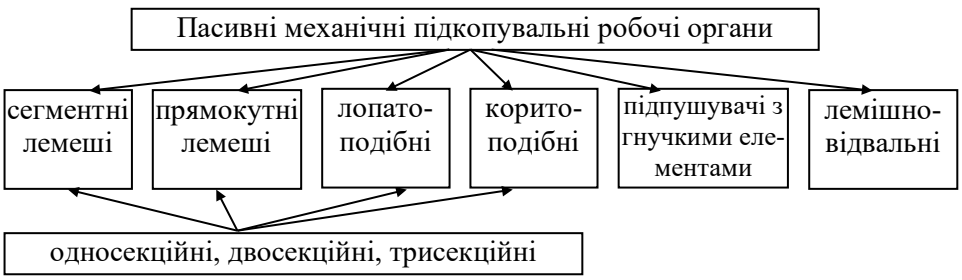



Рис. 6.1. Класифікація пасивних копачів картоплезбиральних машин

Загальними недоліками пасивних копачів є високий тяговий опір і скупчення ґрунту при швидкостях руху більше 1,5–1,8 м/с. З метою зниження тягових опорів і зменшення ймовірності скупчення ґрунту використовують активні копачі. Серед активних копачів розрізняють зі зворотно-поступальним рухом, з напівактивною підвіскою, з коловим обертанням, дискові з обертальним рухом і з обертальними барабанами-валками (рис. 6.2).

Як основний недолік активних копачів зі зворотно-поступальним рухом вважають динамічну неврівноваженість. Для часткового

врівноваження коливальних лемішів використовують активні боковини, які рухаються в протифазі з лемішем (рис. 6.2, *є*).

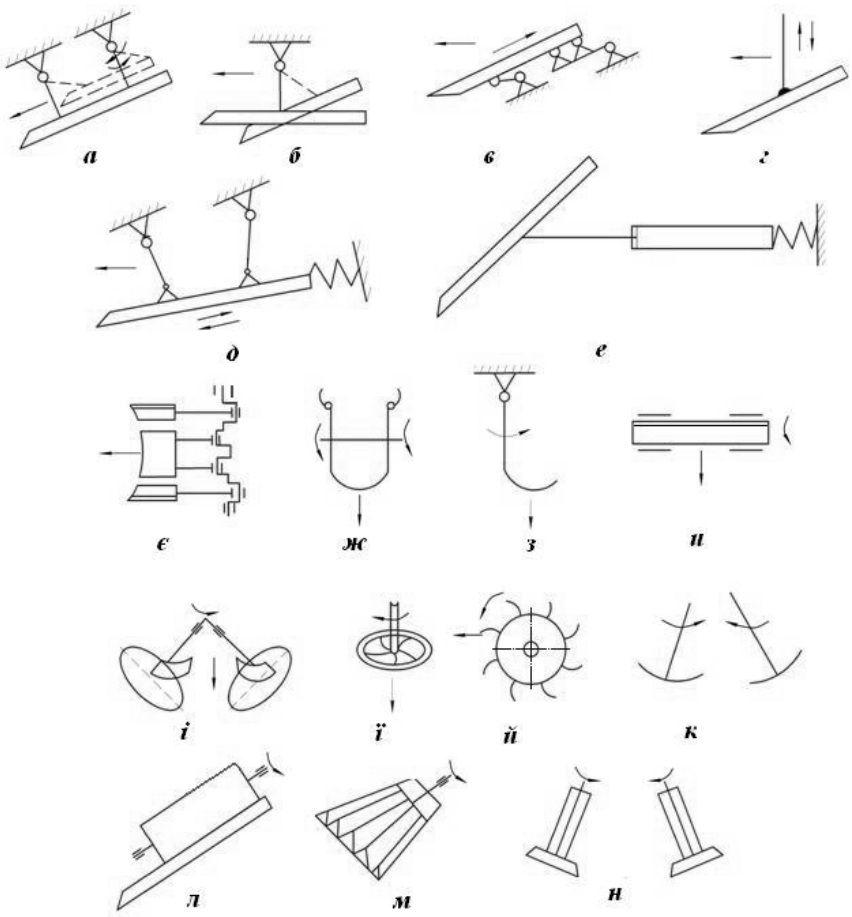



Рис. 6.2. Активні механічні копачі картоплезбиральних машин: *а, б, в, г* – леміші зі зворотно-поступальним рухом; *д, е* – леміші з напівактивною підвіскою; *є, ж, з, и, к* – леміші з коловим обертанням; *і, ї, й* – дискові леміші з обертальним рухом; *л, м* – барабанні леміші; *н* – валковий леміш

Активні дискові копачі, які знайшли широке розповсюдження за кордоном, підрізають грядку, пересувають на своїй поверхні шар, який по нерухомому щитку зісковзує з диска. Перевагою активних дискових копачів є відсутність неврівноважених сил інерції і можливість звуження потоку підкопаної маси. У деяких конструкціях диски виготовляють з прорізами для сепарації ґрунту (рис. 6.2,*ї*). Дискові копачі доцільно використовувати на супіщаних і легких суглинкових ґрунтах.

Комбіновані копачі являють собою робочі органи з пасивними лемішами і активними боковинами (рис. 6.3,*в, г, д, е*), гребінками (рис. 6.3,*а*), лопатями (рис. 6.3,*є*), спіралями (рис. 6.3,*ж*), бітерами (рис. 6.3,*б*), гнучкими елементами (рис. 6.3,*и*), які можуть коливатися і

обертатися. У будь-якому випадку активні елементи попереджують розвалювання підкопаного шару, усувають забивання копача гичкою і рослинними рештками, знижують тяговий опір. Недоліком комбінованих копачів, як і інших видів, є мала швидкість руху (до 1,8 м/с).

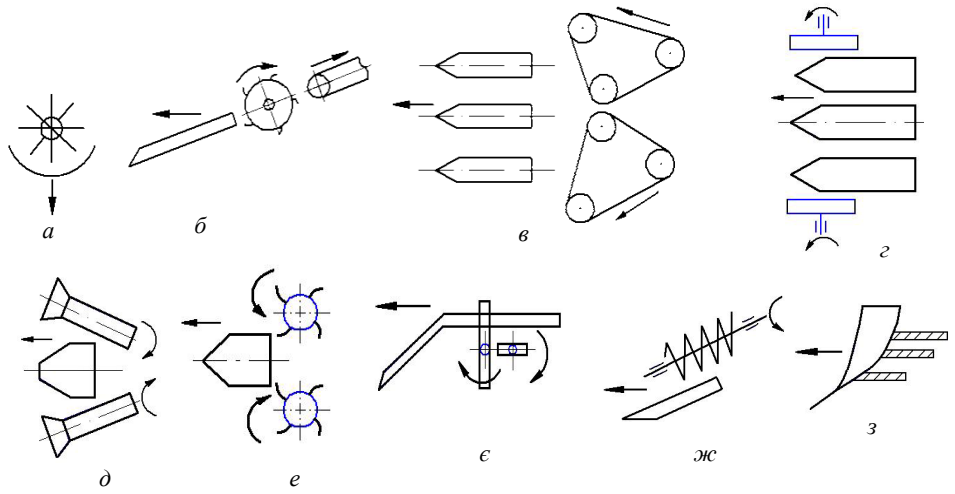



Рис. 6.3. Комбіновані механічні копачі картоплезбиральних машин з елементами розпушування ґрунту: *а* – обертальні гребінки; *в, г, д, е* – активні боковини; *б, є, ж* – пристрої для попередження забивання лемеша; *з* – гнучкі елементи

Аналіз різних копачів дозволяє зробити висновок про те, що найбільш перспективним напрямом їх подальшого вдосконалення є створення високошвидкісних механізмів, які сприяють викопуванню бульб з ґрунту та винесенню їх на денну поверхню без ґрунту. У такий спосіб надається можливість виключити з конструкцій картоплекопачів робочі органи сепарованої дії, знизити їх робочу масу, спростити конструкцію машини, забезпечити якісне викопування бульб, зберегти структуру ґрунту.

## 6.1. Аналіз досліджень конструкцій копачів

Плоскі леміші картоплекопачів розглядаються як прості двогранні клини. Робота простого клину глибоко проаналізована в працях Горячкіна В.П. [31], Вєтрова Ю.О. [23], Зєлєніна А.М. [39], Баловнєва В.І. [4], Панченка А.М. [74] та інших дослідників. Подальший розвиток теорія про роботу копачів знайшла відображення в дослідженнях Петрова Г.Д. [75]; Желіговського В.О., Сорокіна О.А., Гасанова В.І., Синьоокова Г.М., Панова І.М. [92]; Хвостова В.А. [106]; Панкратова А.Я., Мацепури М.Є. [65]; Дроздова В.Н., Годухіна В.М., Размисловича І.Р.,

Верещагіна Н.І., Дмитрієва О.М., Ловкіса З.В. [63]; Рустамова С.І. [82]; в наших роботах [44, 46, 47, 48, 49]).

Із конструкцій картоплекопачів найбільш широко використовуються плоскі пасивні леміші. До основних параметрів плоских лемішів відносять: кут різання $\alpha_P$, довжину $L$, ширину $B$, кут розхилу лемеша $2\alpha$. Кут розхилу лемеша $2\alpha$ вибирають з умови ковзання рослин з ґрунтом по крайку леза. Умова ковзання, за даними Желіговського В.О., Панченко А.М., Кобця А.С., виконується, якщо

$$\alpha > 45° - \varphi_1 \ , \tag{6.1}$$

де $\varphi_1$ – кут зовнішнього тертя ґрунту, град.

Зазвичай кут розхилу $2\alpha = 55 - 60°$. Від кута різання $\alpha_p$ залежить ступінь подрібнення шару і тяговий опір. Панченко А.М. визначив умови кришення ґрунту: $\alpha_P > 45° - \varphi_1$. Зі зменшенням кута $\alpha_p$ зменшується й кришення шару ґрунту, що небажано.

У результаті проведених досліджень Зєлєнін А.М. встановив:

- зростання $\alpha_p$ від 0 до 20° дещо зменшує зусилля різання;
- подальше збільшення кута різання збільшує за лінійною залежністю зусилля різання;
- кут різання $\alpha_P = 20°$ є оптимальним і дає зниження зусиль на 25-35 % порівняно зі зусиллям різання при $\alpha_P = 45 - 60°$.

За даними Вєтрова Ю.О. [23], при величині кута різання більше 45° спостерігається інтенсивна зміна частини сили різання, яка йде на подолання лобових опорів ножу (в середньому 7 % на градус кута різання відносно значення при куті різання 45°). В інтервалі кута різання 37–30° зменшення названої частини сили різання уповільнюється.

Заміри Домбровського М.Г., Панкратова С.А. [35] свідчать про те, що питомий опір копанню глини (III категорія ґрунту) зростає на 15 % при збільшенні кута різання від 30 до 50°.

Своїми дослідженнями Панченко А.М. [73] підтвердив, що при зростанні кута різання з 10 до 20° коефіцієнти подрібнення і різнозернистості структурних агрегатів $K_\eta$ практично не змінюються. Необхідне кришення ґрунту ($K_\eta = 9 - 16$) відбувається при кутах 30-35°. Ступінь подрібнення ґрунту можна розраховувати за формулою

$$l = \frac{2K_p \cdot E_v}{\sigma^2} + 1, \tag{6.2}$$

де $K_p$ – питомий опір різанню ґрунту лемешем, кН/м$^2$;

$E_v$ – модуль пружності ґрунту, кН/м$^2$; $E_v = 20 \cdot 10^{-3} - 33 \cdot 10^{-3}$ кН/м$^2$;

$\sigma$ – внутрішнє напруження, яке виникає при сколюванні стружки ґрунту, кН/м $^2$;

$$\sigma = \frac{1}{2D\cos(\alpha_p + \varphi_2) \cdot K_L} + \sqrt{\frac{1}{4D^2 \cos^2(\alpha_p + \varphi_2) \cdot K_L^2} + \frac{2K_p \cdot E_v}{\cos(\alpha_p + \varphi_2) \cdot K_L}}; \tag{6.3}$$

$$D = \frac{9,81\pi \cdot d_{50c}^3 \cdot \Delta\left(1 - \cos\alpha_0\right)}{6\sin\alpha_0}\left[K_3 - K_4\left(A_1 + \frac{C_{n3}}{0,25 \cdot \gamma} \cdot t_2\right)\right] \times$$

$$\times\left[d_{50c}\left(1 + 2\sin\alpha_0\right) + D_{k50H}\right];$$

де $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту, град;

$K_L$ – приведена довжина шару, м; $K_L = 1,0$;

$d_{50c}$ – розмір часток ґрунту, що становлять 50 % по масі, м;

$\alpha_0$ – кут укладання часток ґрунту, град; $\alpha_0 = 52 - 48°$;

$C_{n3}$ – питоме зчеплення часток ґрунту, кН/м$^2$;

$\Delta$ – питома маса ґрунту, т/м$^3$;

$D_{k50H}$ – початковий розмір структурного агрегату, м;

$$D_{k50H} = \frac{\sqrt[3]{в_3 \cdot a \cdot K_L}}{i_0}; \tag{6.4}$$

де $в_3$ – приведена ширина лемеша, м;

$a$ – глибина розпушування, м;

$i_0$ – первинний ступінь подрібнення ґрунту перед її розпушуванням.

$$K_3 = 1 + 10^{во} + 10^{2во} + 10^{3во} + \ldots + 10^{(пкр-1)во} + 10^{пкр \cdot во};$$

$$K_4 = 1 + 10^{во} + 10^{2во} + 10^{3во} + \ldots +$$
$$+ 10^{(пкр-3)во} + 10^{(пкр-2)во} \cdot (1 + 2\cos^2 a_0 + 4\cos^4 a_0);$$
$$в_o = \lg 2(\cos^2 a_0 + 2\cos^4 a_0);$$
$$n_{кр} = \frac{\lg\left\{3\gamma \cdot \mu \cdot 9,81\left[\pi^3 \cdot d_{50c}^5 (9,81\Delta)^3 \cdot D_{k50H}^2\right]^{-1}\right\}}{a_0 \cdot 2в_0}; \qquad (6.5)$$
$$a_0 = \lg 3\left(\cos^3 a + 2\cos^4 a_0\right);$$
$$A_1 = \frac{2\sin\varphi_2 \cos^2\alpha_0 \sin(\varphi_2 + \alpha_0) + \left[\cos\varphi_2 + \sin(\varphi_2 + \alpha_0)\right](1 + 2\cos^2\alpha_0)\sin\varphi_2 \sin\alpha_0}{\sin(\varphi_2 + \alpha_0)\left[\sin\varphi_2 - \cos(\varphi_2 + \alpha_0)\right]}.$$

Сорокін А.А. і Гасанов В.І. [46] визначили оптимальний кут різання лемеша, який розраховується за формулою

$$\operatorname{tg}\alpha_p = -f_{тр} + \sqrt{f_{тр}^2 + 1}, \qquad (6.6)$$

де $f_{тр}$ – коефіцієнт тертя ґрунту по лемішу; $f_{тр} = 0,7 - 0,85$.

Прийняття кута $\alpha_p$ менше 25° недоцільно, оскільки це викликає збільшення довжини лемеша. До цього висновку дійшли Синьооков Г.М. і Панов І.М. [96]. Хвостов В.А. [106] запропонував аналітичну залежність для визначення максимально допустимої довжини лемеша, за якою не виникає скупчування ґрунту,

$$L \le \operatorname{ctg}(\alpha_p + \varphi_1)\left[\frac{0,0079}{\gamma} - \frac{2V^2}{g}\sin\psi(\alpha_p + \varphi_1) - \sin\psi\right], \qquad (6.7)$$

де $\psi = \operatorname{arctg} K - \dfrac{\cos\alpha_0}{\sin\alpha_p}$, $K = \dfrac{V}{V_2}$;

$V$ – швидкість руху лемеша, м/с;

$V_2$ – швидкість відносного руху ґрунту по лемішу, м/с.

За даними Федірка П.П. [104], зі збільшенням швидкості руху машини ймовірність скупчення ґрунту зменшується. Так, з підвищенням швидкості $V$ з 0,5 до 0,75 м/с кількість ґрунту, що зійшла з причини скупчення на плоскому леміші комбайна, зменшується з 4 до 2,5 кг/м.

Для розрахунку довжини лемеша Босой Є.С., Вєрняєв О.В., Смирнов І.І., Султан-Шах Є.Г. [9] рекомендують формулу

$$L = \frac{H}{\sin \alpha_p}, \tag{6.8}$$

де $H$ – висота розташування заднього крайка лемеша, м.

Висоту $H$ вибирають такою, щоб забезпечити плавний перехід шару з лемеша на інший робочий орган, а зазор між нижніми елементами останнього і дном борозни був не менше 40 мм. Дехто з авторів (Петров Г.Д., Гудзенко І.П., Мацепуро М.Є.) з метою попередження скупчення ґрунту рекомендують допускати довжину лемеша від 300 до 475 мм.

Ширину плоского лемеша розраховують за формулою

$$B = в\ + 2\delta + 2\left(h - h_K\right)\operatorname{ctg}\varphi_1, \tag{6.9}$$

де $в$ – ширина залягання бульб у гнізді, м; $в = 0,07 - 0,4$ м;

$\delta$ – зміщення осі рядка відносно осі лемеша, яке може спостерігатися за непрямолінійності рядка і неточності водіння машини, м;

$\delta = 0{,}06$ м;

$h$ – глибина підкопування, м;

$h_K$ – глибина залягання крайніх по ширині гнізда бульб, м;

$h_K = 0{,}12 - 0{,}24$ м.

Для коритоподібного лемеша і лемеша, що має боковини, ширина дорівнює

$$B = b + 2\delta\,. \tag{6.10}$$

У результаті вивчення розподілу бульб по ширині і глибині грядки Домбровський М.Г., Панкратов С.О. [35] рекомендували таку залежність для розрахунку ширини лемеша

$$B = M_1 + M_2 + 3\left(\sigma_1 + \sigma_2\right)\,, \tag{6.11}$$

де $M_1$ і $M_2$ – середнє арифметичне відхилення крайніх бульб управо і вліво від середньої лінії грядки;

$\sigma_1$ та $\sigma_2$ – середньоквадратичне відхилення крайніх бульб.

Мацепуро М.Є. [65] наводить дані про вплив ширини захвату лемеша на ступінь наявності грудок у ґрунті після підкопування, ступінь розпушення шару, питомий опір різанню ґрунту (табл. 6.1).

Таблиця 6.1. Залежність ширини захвату лемеша від наявності грудок у ґрунті

| Конструкція лемеша | Ширина захвату лемеша, мм | Наявність грудок у ґрунті після підкопування, % | Ступінь розпушення шару, % | Питомий опір розпушенню ґрунту, кПа |
|---|---|---|---|---|
| Плоский трисекційний | 600 | 8,8 | 86,79 | 19 |
| Коритоподібний | 400 | 5,6 | 90,85 | 17 |
| Плоский | 400 | 5,3 | 95,24 | 16 |

Дослідження процесу різання ґрунтів різальними периметрами створили доволі самостійну область науки, в якій можна виділити три основні напрями.

*Перший науковий напрям* заснований на припущенні, що процес різання ґрунтів адекватний закономірностям процесу різання металів. Учений Айзеншток І.Я. запропонував формулу

$$P_p = K \cdot b \cdot a_c \cdot \frac{\cos v}{\cos(v+\beta)\left[1 - \operatorname{tg}\varphi_2 \cdot \operatorname{tg}(v+\beta)\sin\beta\right]}, \qquad (6.12)$$

де $K$ – питомий коефіцієнт зчеплення часток ґрунту, кН/м$^2$;

$b$ і $a_c$ – відповідно ширина и товщина стружки, що знімається, м;

$\varphi_1$ і $\varphi_2$ – відповідно, кути зовнішнього і внутрішнього тертя ґрунту, град.

$$v = 90° - \varphi_2 - 2\beta, \qquad \beta = \left[90° - \frac{(\alpha_p + \varphi_1 + \varphi_2)}{2}\right],$$

де $\alpha_p$ – кут різання, град.

Однак формула (6.12) не відображає впливу таких факторів, як швидкість і режими різання, форми різальних периметрів і параметри площадки затуплення різальної кромки, формування бокових прорізів ґрунту біля різального органу і т.д. Невраховування цих факторів і

особливостей різання ґрунтів різальними органами ґрунтообробних і землерийних машин спричиняє похибки в розрахунках.

*Другий напрям* припускає, що опір різанню прямо пропорційний перетину стружки, що знімається ($b \cdot a_c$), і питомому коефіцієнту різання ґрунту. Опір різанню ґрунту має вигляд

$$P_p = K_p \cdot b \cdot a_c, \tag{6.13}$$

де $K_p$ – питомий коефіцієнт різання ґрунту, кН/м$^2$.

Серед дослідників цього наукового напряму можна назвати Горячкіна В.П., Пигулевського М.Х., Качинського Н.А., Желіговського В.О., Даліна А.Д., Щучкіна Н.В., Жегалова В.С., Жука Я.М., Синьоокова Г.М., Домбровського М.Г., із закордонних учених – Нерло-Нерлі, М. Нікольса, В. Зене та ін.

Цей метод досить простий. Усі дослідження спрямовані на методику визначення питомого коефіцієнта різання $K_p$. Недоліком методу вважають те, що він потребує наявності експериментальних установок для визначення коефіцієнта $K_p$.

Формула (6.13) не відображає впливу на опір різанню ґрунту режимів різання, форми різальних периметрів, швидкості різання, фізико-механічних властивостей ґрунтів тощо. Горячкін В.П. запропонував визначити силу опору плуга як суму трьох складових: сили опору тертю по дну борозни, сили опору деформуванню шару ґрунту, який зрізується, і сили опору переміщенню цього шару. Рівняння рівноваги сил, діючих на плуг (рис. 6.4), можна записати як

$$\begin{aligned} P \cdot \cos\alpha &= f_{mp1}\left(G - P\sin\alpha + R_N\right) + R_p + R_m = \\ &= f_{mp1}\left(G - P\sin\alpha + \psi \cdot a_c \cdot b\right) + \beta \cdot a \cdot b + \frac{\gamma_г \cdot a_c \cdot b \cdot v_p^2}{2g}, \end{aligned} \tag{6.14}$$

де $P$ – сила тяги плуга, кН;

$\alpha$ – кут нахилу сили тяги до горизонталі, град;

$f_{mp1}$ – коефіцієнт тертя плуга по ґрунту;

$R_N$, $R_p$ – відповідно вертикальна і горизонтальна складові плуга, кН;

$R_m$ – опір поперечному переміщенню шару ґрунту, кН;

$\psi$ – коефіцієнт, що характеризує нормальну силу опору ґрунту різанню;

$\beta$ – коефіцієнт, що характеризує дотичну силу опору різанню ґрунту;

$a_c$, $b$ – відповідно товщина і ширина стружки, м;

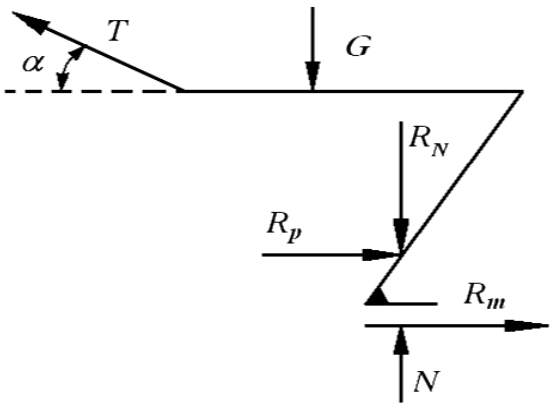



Рис. 6.4. Схема до виведення формули Горячкіна В.П. [31] для плуга

$\gamma_г$ – об'ємна маса ґрунту, кН/м$^3$;

$g$ – прискорення сили тяжіння, м/с$^2$; $g$ = 9,81 м/с².

З рівняння (6.14) виходить, що

$$P = \frac{1}{\cos\alpha + f_{тр1}\cdot\sin\alpha}\left[f_{тр1}\cdot G + \left(\psi\cdot f_{тр1} + \beta\right)\cdot a\cdot b + \frac{\gamma_г\cdot a_c\cdot b\cdot v_p^2}{2g}\right].$$

Після скорочення рівності отримаємо, що

$$P = f_{тр}G + K\cdot a_c\cdot b + \varepsilon\cdot a_c\cdot b\cdot v_p^2, \qquad (6.15)$$

де

$$f_{тр} = \frac{f_{тр1}}{\cos\alpha + f_{тр1}\cdot\sin\alpha};$$

$$K = \frac{y\cdot f_{тр1} + b}{\cos\alpha + f_{тр1}\cdot\sin\alpha};$$

$$\varepsilon = \frac{\gamma_2}{2g\left(\cos\alpha + f_{тр1}\cdot\sin\alpha\right)}.$$

За малого кута нахилу $\alpha$ сили $P$, коли $\alpha \to 0$, $f_{тр} \to f_{тр1}$; $K \to \psi$, $f_{тр1} + b$, $T\varepsilon \to \frac{\gamma_г}{2g}$, сили $P$ стають рівними силі різання $P_P$, тобто $P = P_P$.

Обговорюючи принципову правильність висновків Горячкіна В.П., необхідно зважати на те, що вони, звісна річ, не могли охопити всіх сторін складного процесу різання ґрунтів. Дослідження і

формулу Горячкіна В.П. [31] слід оцінювати як перший значний крок у вивченні процесу різання ґрунтів.

*Третій напрям* носить напівемпіричний і аналітичний характер. Він дозволяє оцінити опір різанню ґрунту як функцію фізико-механічних властивостей ґрунту, геометрії різальних органів, швидкості різання, форми робочих органів, режимів різання. До цього наукового напряму можна віднести дослідження Баловнєва В.І. [4], Зєлєніна А.Н. [39], Вєтрова Ю.А. [23], Петерса Е.Р., Панченка А.М. [72, 74] та ін.

У наукових працях Зєлєніна А.Н. [39] головна увага приділена геометричним факторам процесу різання ґрунтів. Формула сили різання запропонована у вигляді

$$P = C_y \cdot a_c^{1,35} \left(1 + 2,6 \cdot b\right) \cdot \left(1 + 0,0075 \alpha_p \cdot \mu\right), \tag{6.16}$$

де $C_y$ – кількість ударів твердоміра ДорНДІ;

$\mu$ – коефіцієнт, що характеризує вплив числа блокованих сторін різання;

$\alpha_p$ – кут різання, рад;

$a_c$ – товщина стружки, що знімається, м.

Дослідження Зєлєніна А.М. стали значним етапом у теорії різання ґрунтів. Він довів можливість практичного використання геометричних закономірностей процесу різання ґрунтів. Наукові роботи ученого поклали початок низці інших досліджень і сприяли розширенню і поглибленню вивчення процесу різання ґрунтів.

Абезгауз В.Д. теоретично обґрунтував силу різання, яка розрахована залежно від межі міцності матеріалу за всебічного стискання. Формула, яку запропонував учений, має вигляд

$$P_p = b \cdot a_c \cdot \sigma_c \left( K_p + K_s \cdot \frac{\Delta_г \cdot l_0 \cdot b}{a_c} \right), \tag{6.17}$$

де $\sigma_c$ – межа міцності матеріалу при всебічному стисканні, Н/м$^2$;

$K_P$ – питомий коефіцієнт опору різанню ґрунту, Н/м$^2$;

$K_S$ – коефіцієнт, що характеризує питому силу, необхідну для впровадження криволінійної задньої поверхні інструмента;

$l_0 \cdot b$ – середня товщина ущільненого ядра матеріалу перед

передньою поверхнею інструмента, м;

$\Delta_г$ – лінійне зношення задньої поверхні, виміряне в напрямку різання, м.

Баловнєв В.І. [4] і Вєтров Ю.О. [23] рекомендували формули для розрахунку опорів різанню ґрунтів із застосуванням теорії граничної рівноваги сипучого середовища (за Соколовським В.В.). Їх метод визначення опорів різанню ґрунтів є поки що єдиним виключно математичним методом.

Вєтров Ю.О. досліджував також вплив зношення різального інструмента і блокованого режиму різання на опір різанню ґрунтів. Результуюча сила різання ножом з площадкою зношення або затупленням в блокованому режимі дорівнює

$$P = P_{св} + P'_{бок} + P'_{бок.зр} + P_{пл.зат}, \tag{6.18}$$

де $P_{св}$ – сила різання ножом, кН;

$$P_{св} = K_p \cdot a_c \cdot b \tag{6.19}$$

$$K_p \approx C_{пз} + \frac{\sqrt{1-\sin^2\varphi_2\cdot\sin^2\theta} - \cos^2\varphi_2\left(1-\sin\varphi_2\right)}{\sin\varphi_2\cdot\cos\varphi_2\left(1-\sin\varphi_2\right)}\times$$

$$\times\left[\left(1+\operatorname{tg}\varphi_1\cdot\operatorname{ctg}\alpha_p\right)+\operatorname{tg}\varphi_1\cdot\operatorname{ctg}\varphi_2\cdot\operatorname{ctg}\alpha_p\right];$$

$$\theta = \pi - \alpha_p - 0{,}5\left(\varphi_1 - \arcsin\frac{\sin\varphi_1}{\sin\varphi_2}\right);$$

$P'_{бок}$ – опір ґрунту руйнуванню в бокових розширеннях прорізу, кН;

$P'_{бок.зр}$ – опір ґрунту зрізу боковими ребрами ножа біля дна прорізу, кН;

$P_{пл.зат}$ – сила різання для подолання опорів площадці зносу, кН;

$C_{пз}$ – питоме зчеплення часток ґрунту, кН/м$^2$.

Сила для визначення опору ґрунту руйнуванню в бокових розширеннях прорізу (рис. 6.5) дорівнює

$$P'_{бок} = 2m_{бок}\cdot a^2. \tag{6.20}$$

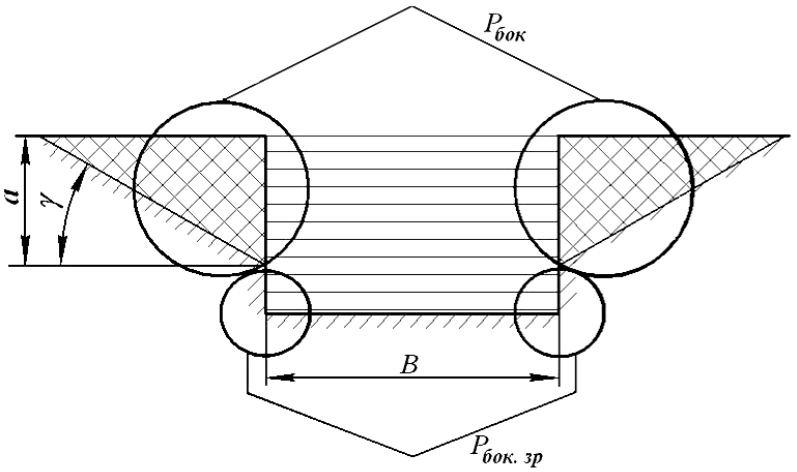



Рис. 6.5. Зони дії складових сили різання ножом

Формулу для розрахунку сили опорів ґрунту зрізу боковими ребрами ножа біля дна прорізу можна записати в такий спосіб

$$P'_{бок.зр} = 2m_{бок.зр} \cdot a\,, \tag{6.21}$$

де $m_{бок}$ і $m_{бок.зр}$ – коефіцієнти, які характеризують питому силу для руйнування ґрунту в бокових розширеннях прорізу і для подолання опорів ґрунту зрізанню боковими ребрами ножа.

Силу різання для подолання опорів площадці зносу обчислюють за формулою

$$P_{пл.зат} = m_{пл.зат} \cdot b\,, \tag{6.22}$$

де $m_{пл.зат}$ – додаткова сила різання, яка припадає на одиницю ширини зрізу (кН/м), визначається дослідним шляхом.

Баловнєв В.І. [4] розглядав різальний орган у вигляді підпірної стінки. Для розрахунку опорів ґрунтів різанню була застосована теорія граничної рівноваги сипучого середовища Соколовського В.В. [94].

Опір різанню ґрунту ножом у загальному виді можна представити як

$$P_p = \iint \sigma_н \cdot db \cdot dl \cdot \cos\alpha_p\,, \tag{6.23}$$

де $\sigma_н$ – нормальна напруга на передній лобовій грані ножа, кН/м $^2$;

*db*, *dl* – ширина і довжина виділеної елементарної ділянки лобової грані ножа (рис. 6.6).

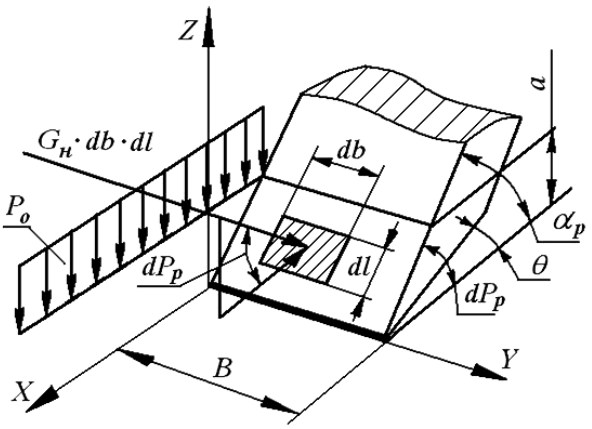



Рис. 6.6. Схема сил, діючих на елементарну ділянку лобової грані ножа

Нормальну напругу на передній лобовій грані ножа розраховують за формулами:

- *для пологих граней* $\beta \geq \beta^*$ (рис. 6.7):

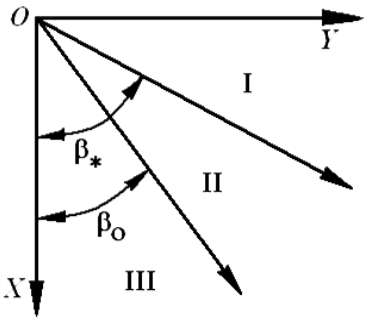



Рис. 6.7. Три області умов взаємодії з ґрунтом нахилених граней (за Соколовським В.В.) I – пологих; II – проміжних; III – крутих

$$\beta^* = 0,5\left(\pi + \varphi_1 - \arcsin\frac{\sin\varphi_1}{\sin\varphi_2}\right);$$

$$\sigma_н = \left(9,81\cdot\gamma\cdot a + P_0 + H\right)\frac{1+\sin\varphi_2\cdot\cos 2\beta}{1-\sin\varphi_2} - H, \qquad (6.24)$$

де $P_0$ – навантаження, кН/м;

$$H = C^* \operatorname{ctg}\varphi_2;$$

$C^*$ – зчеплення часток, кН/м;

$$\beta = a_p - 0,5\pi;$$

$\gamma$ – об’ємна маса ґрунту, т/м³.

• *для проміжних граней:* $\beta_0 \le \beta \le \beta^*$;

$$\beta_0 = 0,5\left(\varphi_1 + \arcsin\frac{\sin\varphi_1}{\sin\varphi_2}\right);$$

$$\sigma_н = \left(P_0 + H\right)\times$$
$$\times\frac{\left(\cos\varphi_1 + \sqrt{\sin^2\varphi_2 - \sin^2\varphi_1}\right)\left(\sin\varphi_2\cos\theta + \sqrt{1-\sin^2\varphi_2\sin^2\theta}\right)^2}{\cos^2\varphi_2\left(1-\sin\varphi_2\right)} - H, \quad (6.25)$$

де $$\theta = 0,5\left(\pi + 2\beta - \varphi_1 - \arcsin\frac{\sin\varphi_1}{\sin\varphi_2}\right);$$

• *для крутих граней:* $\beta \le \beta_0$;

$$\sigma_н = \left(P_0 + H\right)\frac{\cos\varphi_1\left(\cos\varphi_1 + \sqrt{\sin^2\varphi_2 - \sin^2\varphi_1}\right)}{1-\sin\varphi_2}\times$$
$$\times\exp\left[\left(-2\beta + \varphi_1 + \arcsin\frac{\sin\varphi_1}{\sin\varphi_2}\right)\operatorname{tg}\varphi_2\right] - H. \quad (6.26)$$

Панченко А.М. [74] рекомендував аналітичну формулу для розрахунків опору різанню ґрунту різальними периметрами в блокованому режимі різання

$$P_{p1} = \left|C_{пз}\left[\frac{0,66a^2\cdot c\operatorname{tg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p - \varphi_2\right)} + в_з a\right]\operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + 4,9в_з a^2\times\right.$$
$$\times\operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right)\cdot\gamma\left[\sin\varphi_2 + \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)\cdot\cos\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1\right] +$$
$$+2a^2\left\{0,5C_{пз}\left[\operatorname{tg}\left(45° + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg}\alpha_p\right]\left[\frac{0,55\operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(45° + \varphi_2\right)}\right] + \right. \quad (6.27)$$
$$\left. + 4,9\delta_p\operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right)\sin\varphi_2\gamma\right\}\operatorname{tg}\varphi_1 + K'\left(Z + X\operatorname{tg}\varphi_1\right)\times$$
$$\left.\times в_з + \frac{9,81в_з a\gamma}{g}\cdot\frac{\sin\alpha_p\cos\theta}{\sin\left(\alpha_p + \theta\right)}\cdot V^2\right|\cdot\cos\left[\operatorname{arctg}\left(\frac{i + \sin\varphi_1}{\cos\varphi_1}\right)\right],$$

де $в_з$ – приведена ширина різального периметра, м;

прямокутного плоского $в_з = в$;

сегментного плоского $в_з = 0,66 \cdot в$;

дискового плоского $в_з = 0,66\sqrt{2R\dfrac{a}{\sin\alpha_p} - \left(\dfrac{a}{\sin\alpha_p}\right)^2}$;

$X, Z$ – величини зносу леза, м;

$K'$ – гранична несуча здатність ґрунту, кН/м²;

$K' = 50 - 100$ кН/м$^2$;

$\delta_p$ – товщина леза, м;

$\theta$ – задній кут леза, град; $\theta \geq 10°$;

$i$ – ступінь ковзання ґрунту;

$$i = \frac{\sin(\xi - \varphi_1)}{\cos\xi}, \tag{6.28}$$

де $\xi$ – кут між напрямом швидкості руху різального органу і нормаллю до його поверхні, град; $\xi > \varphi_1$.

Дроздов В.Н. визначив силу підпору *P,* яка витрачається на переміщення підрізаного шару по площині лемеша вгору.

$$P = \frac{mg(\sin\alpha_p + f\cos\alpha_p)}{\cos\alpha - f\sin\alpha}, \tag{6.29}$$

де $m$ – маса ґрунту на леміші, кг;

$g$ – прискорення вільного падіння, м/с$^2$;

$\alpha_p$ – кут різання лемеша, град;

$f$ – коефіцієнт тертя ґрунту по лемішу; $f = 0,512 - 0,586$.

Але в більшості випадків умова (6.29) не виконується, оскільки не підкопана частина ґрунту, внаслідок деформації, не забезпечує необхідного підпору. При цьому спостерігаються скупчення ґрунту в передній частині лемеша, втрати і пошкодження бульб, підвищення тягового опору картоплекопача.

Подібні результати досліджень були отримані Мацепурою М.Є. [65].

Для зниження тягових опорів робочих органів часто в конструкціях сільськогосподарських машин використовують вібрацію. Вплив вібрацій робочого органу на якісні і енергетичні показники роботи машин вивчали Зєлєнін А.Н., Баркан Д.Д., Покровський Г.І., Верняєв О.В., Сорокін О.А., Дубровський О.О., Дзюба В.І., Свирський Г.Є., Цвєтніков В.Н., Ловкіс З.В., Орлов П.Е., Рустамов С.І., Дроздов В.Н. та інші.

Процес взаємодії вібраційного тіла з ґрунтом неодноразово досліджувався. Передусім вплив вібрацій на величину коефіцієнта внутрішнього тертя ґрунтів глибоко вивчав Г.І. Покровський. Подальший розвиток це питання отримало в працях Баркана Д.Д. Його дослідження показали залежність зниження величини коефіцієнта внутрішнього тертя від прискорення коливань при вібрації. Коефіцієнт внутрішнього тертя зменшується зі збільшенням їх амплітуди, наближаючись асимптотично до певної межі, яка залежить від властивостей ґрунту. Зменшення сили тертя і загального опору зсуву ґрунтів при вібрації знижує міцність і стійкість ґрунтів.

Зєлєнін А.Н. [39] експериментальні дослідження виконував у польових умовах на ґрунтах з непорушеною структурою і природною вологістю. Дослідження проводилися на легких суглинкових ґрунтах з ваговою вологістю 8-12 %, об'ємною масою 1,7 т/м$^3$, частотою коливань вібруючого ножа 2300-2500 хв$^{-1}$, амплітудою коливань 2,0-2,5 мм. Основні параметри, які впливають на величину тягового зусилля і питому енергоємність різання, змінювали в процесі дослідів у таких межах: глибина різання 0,04-0,15 м, ширина різання 0,05-0,4 м, кут різання 20, 45, 60 і 90°, кут загострення профілів 15, 30, 45, 60, 90 і 180°. Швидкість різання змінювали від 2 до 100 см/с.

У результаті досліджень автор дійшов до деяких висновків:

- зі зміною кута загострення лобової грані вібруючого профілю зі 180 до 90° тягове зусилля помітно не змінюється; подальше зменшення кута загострення до 15° знижує тягове зусилля приблизно на 50 % за одночасного зниження до 12 % електроенергії, яка використовується вібраторами;
- зменшення кута різання вібруючого профілю з 90 до 20° обумовлює зниження необхідного тягового зусилля.

Досліди Гуріна М.А. з установками малої потужності показали оптимальні параметри частоти ударних клиноподібних робочих органів. Ці параметри повинні відповідати умовам:

$$\frac{n_0}{n} = 0,55 - 0,65; \qquad \frac{Q}{F} = 0,25 - 0,4, \tag{6.30}$$

де $n_0$ – власна частота коливань вібромаси на пружинах;

$n$ – частота вимушених коливань;

$Q$ – маса ударної частини;

$F$ – величина збуджуючої сили.

Верняєвим О.В. [21] проведений спеціальний експеримент з виявлення впливу форми різальної кромки на тяговий опір залежно від швидкості поступального руху робочого органу. Була проведена динамометрія активних лап з прямокутною ($\alpha_P = 25°$; $2y = 50°$; $B$ = 250 мм) і параболічною кромками ($\alpha_P = 15°$; $B$ = 250 мм), а також сферичного диска ($D$ = 250 мм; $\alpha_P = 15°$). Активні лапи здійснювали коливання з частотою 260 хв$^{-1}$. При швидкості поступального руху 6-8 км/год активна лапа з прямокутною кромкою мала тяговий опір на 25-30 % менше, ніж у пасивних. При швидкості 10 км/год в активної лапи з параболічною кромкою тяговий опір несуттєво знижувався. Використання диска при швидкості руху більше 8 км/год недоцільно.

Ловкіс З.В., Орлов П.Е. [63] застосували принцип вібрації робочих органів у картоплекопачах. Використання «напівактивних» лемішів дозволило виключити динамічні навантаження, зменшити тяговий опір на 24 % в порівняно з пасивними лемішами.

У результаті теоретичних і експериментальних досліджень коливального лемеша коритоподібної форми з прутковою поверхнею, проведених Кусовим Т.Т., встановлені оптимальні кінематичні параметри: прискорення $\omega^2 r = 100 - 150$ м/с$^2$, кут різання лемеша $\alpha_P = 25°$ і амплітуда коливань 25 мм. Дослідження впливу амплітуди коливань лемеша на пошкодження бульб показали, що зі збільшенням амплітуди від 50 до 90 мм пошкодження зростає з 1,5 до 17,9 %. За амплітуди коливань 10 і 20 мм у деяких випадках у приймальній частині спостерігалося скупчення ґрунту.

По результатах досліджень Рустамова С.І. [82] було встановлено, що збільшення частоти коливань лемеша з 450 до 650 хв$^{-1}$ знижує відсоток пошкоджень картоплі в 1,4-3,3 рази (рис. 6.8).

Використання лемішів з напівактивною підвіскою (рис. 6.9) дозволяє знизити тяговий опір копача. Дроздовим В.М. проведені

дослідження параметрів механізмів коливальних лемешів грохотних і елеваторних картоплезбиральних машин з однією або двома парами підвісок. Найменші тягові опори виникають у разі частоти коливань $\omega = 3-5$ с$^{-1}$ з амплітудою 6-10 мм. Визначено, що використання в приводі активних лемішів пружних елементів зменшує зусилля підкопування на 35–50 %. Жорсткість пружин повинна бути: (10-30)·10$^4$ - 28·10$^4$ Н/м.

Федірко П.П. [104] присвятив свою роботу розробці робочих органів, які виконують підкопування і підйом бульб безпосередньо в ґрунті без його підйому на сепаратори з гнучкими ланками (рис. 6.10). Автор досліджень рекомендував раціональні параметри робочих органів – гнучких елементів: діаметр канатів $d_к = 10-12$ мм; довжина сітчастої поверхні $L = 0,61$ м; кількість канатів $n_к = 5$ шт.; відстань між канатами $h_{м.к.} = 50$ мм і кут нахилу поверхні до горизонту $\alpha = 20°$. За результатами випробувань отримано коефіцієнт повноти викопування бульб $\eta = 94-98$ %. Але пошкодження бульб високі за рахунок їх тертя по гнучких ланках – більше 5 %.

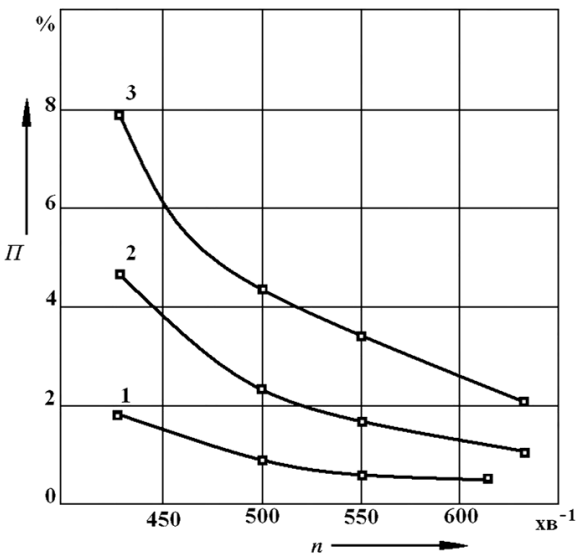



Рис. 6.8. Пошкодження картоплі залежно від частоти коливань лемеша

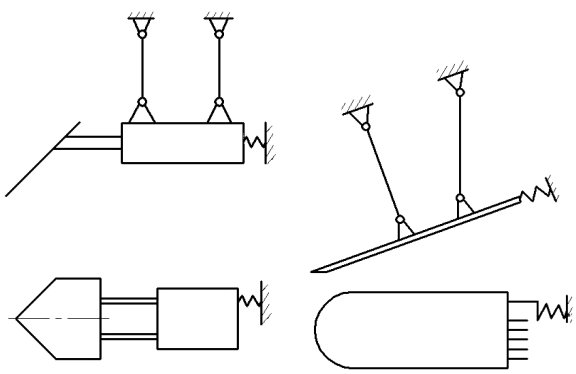



Рис. 6.9. Схема лемішів з напівактивною підвіскою: *а* – трапецієвидний; *б* – коритоподібної форми

Проведений аналіз конструкцій картоплекопачів показав, що існуючі конструкції машин в основному засновані на принципі підкопування шару ґрунту з бульбами і транспортування його на різні сепаратори, що сприяє ускладненню конструкції, підвищенню маси машини, збільшенню втрат і пошкоджень бульб картоплі.

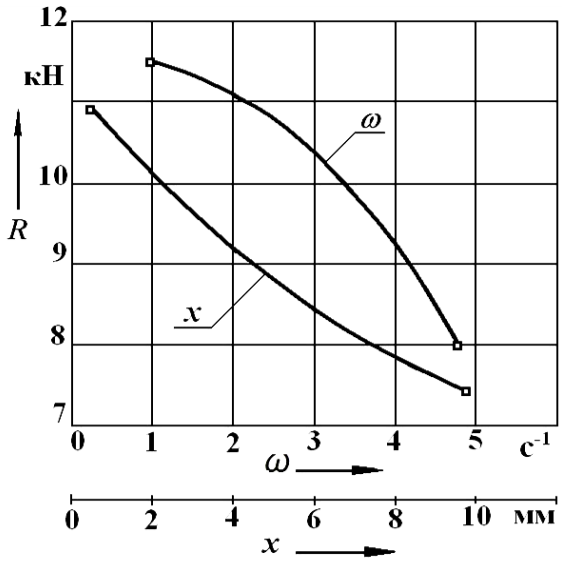



Рис. 6.10. Графік зміни тягових опорів $R$ від частоти $\omega$ і амплітуди коливань $x$ лемеша на напівактивній підвісці

Підкопувальні робочі органи картоплезбиральних машин різноманітні, але вони мають такі недоліки: низькі швидкості руху (до 1,5-1,8 м/с), зростання яких призводить до скупчення ґрунту; високий тяговий опір; велику масу ґрунту, що транспортується; у деяких конструкціях розкидання шару по боках; великі втрати бульб (до 20-30 % і більше).

Тому основною метою дослідження була розробка нового типу копача і його основних раціональних, конструктивних і технологічних параметрів, які забезпечують винесення бульб на денну поверхню і задану висоту підйому без ґрунту, звести втрати бульб та їх пошкодження до 0,01 % і за найменших витрат збільшити швидкість руху копача до 3,3 м/с і більше. Позитивний результат роботи дозволить спростити сепаратори в картоплекопачах, знизити металоємність і вартість машини.

Оптимізацією робочої поверхні лемішів картоплезбиральних машин продовжують опікуватися вчені й сьогодні. Науковці Білоруського державного агротехнічного університету (БДАТУ) запропонували для підкопування бульб активний леміш еліпсовидної форми, що виконує коливання в поперечному (боковому) напряму (рис. 6.11). Раціональною формою леза є крива, що описується рівнянням

$$\frac{X^2}{0,09}+\frac{Y^2}{0,04}=1, \tag{6.31}$$

де $Y$ – напрям руху; $X$ – напрям коливань.

У польових випробуваннях відзначено зниження удвічі тягового опору та зменшення надходження технологічної маси в машину на 175 т/га (рис. 6.11).

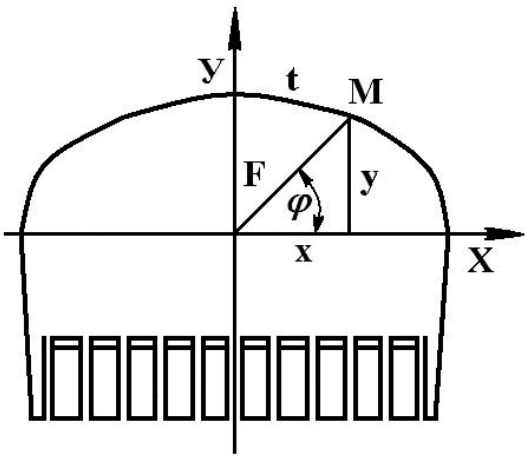



Рис. 6.11. Леміш еліпсоподібної форми конструкції БДАТУ

Науковцями Харківського державного технічного університету (ХДТУСГ) запропоновано криволінійну форму копача. На основі теорії руху часток ґрунту по поверхнях робочих органів сільськогосподарських машин Василенка П.М. з урахуванням сил тертя між шарами ґрунту запропоновано систему рівнянь, вирішення якої дало оптимальну форму поверхні (рис. 6.12).

Використання такого профілю дозволяє знизити тяговий опір на 14 % порівняно з аналогічними за розмірами прямолінійними.

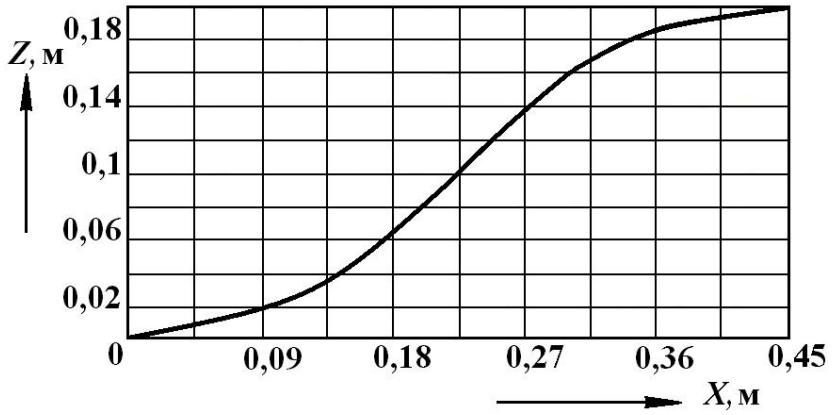



Рис. 6.12. Профільна лінія копача ХДТУСГ

## 6.2. Математична модель взаємодії бульб картоплі з ґрунтом

Бульби картоплі отримують радіальну силу тиску з боку ґрунту, яка по периметру бульби змінюється від максимального значення $E_{i\,max}$ до мінімального $E_{i\,min}$. Зона тиску ґрунту, яка виникає навколо бульби при його виштовхуванні з ґрунту, створює зусилля, яке протидіє рухові бульби картоплі $P_{ni}$. Зусилля $P_{ni}$ можна записати у вигляді

$$P_{ni} = E_{ic}, \tag{6.32}$$

де $E_{ic}$ – середнє радіальне зусилля тиску ґрунту на бульбу картоплі, кН;

$$E_{ic} = 0,5\,\left(E_{i\,max} + E_{i\,min}\right). \tag{6.33}$$

Епюра радіальних сил тиску ґрунту на бульбу наведена на рис. 6.13.

Для находження $E_{ic}$ використовуємо розрахункову схему (рис. 6.14). Це зусилля можна визначити за формулою

$$E_i = \int dE(\varepsilon), \tag{6.34}$$

де $dE(\varepsilon)$ – елементарна радіальна сила тиску, яка діє на виділений елемент поверхні бульби картоплі;

$\varepsilon$ – кут вертикалі прикладення радіальної сили тиску до поверхні бульби.

Виділимо на поверхні бульби елементарну площу поверхні, яка дорівнює

$$dS = 0,5\pi d_K\left(2d_c + dl\right), \tag{6.35}$$

де $dS$ – елементарна площа;

$d_K$ – діаметр бульби картоплі;

$d_c$ – елементарна висота виділеного сегмента;

$dl$ – довжина виділеної основи сегмента лобової грані ножа.

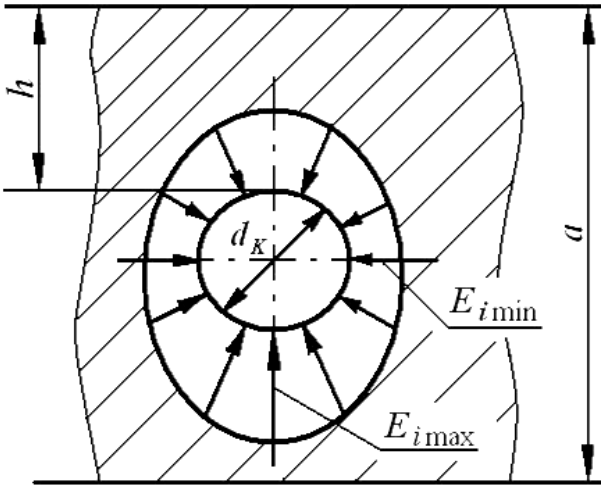



Рис. 6.13. Епюра радіальних сил тиску ґрунту на бульбу картоплі

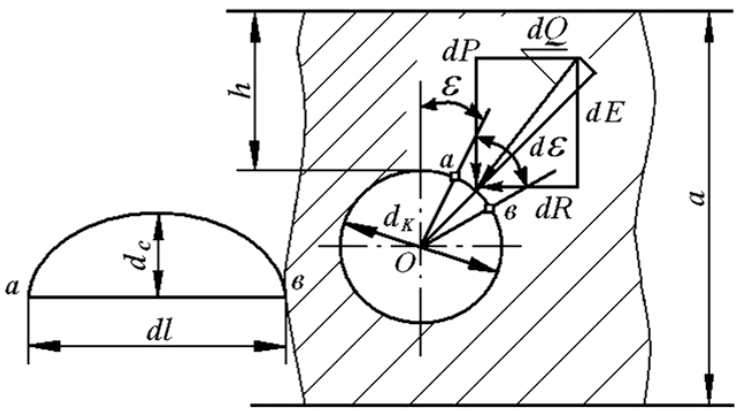



Рис. 6.14. Схема сил, які діють на бульбу картоплі виділеної площі з урахуванням розмірів товщини зрізу і глибини залягання бульби

Враховуючи, що елементарна висота виділеного сегмента $2d_c$ дуже мала,

$$d_c = 0,5d_к \cdot dl\,,$$

де $dl \approx 0,5d_к \cdot d\varepsilon$.

Тоді

$$dS = 0,25d_к^2 \cdot d\varepsilon \qquad (6.36)$$

На цій ділянці діють осьова сила тиску *dP* і бокова сила тиску *dR*. Результуюча сила тиску становить

$$dQ = dP \cdot \frac{1}{\cos\eta}, \tag{6.37}$$

де $\eta$ – кут між осьовою і результуючою силами;

$$\eta = \text{arctg}\frac{dP}{dR} = \text{arctg}\frac{\sin\alpha_0}{1-\cos\alpha_0};$$

$$\frac{dP}{dR} = \frac{\sin\alpha_0}{1-\cos\alpha_0} \text{ (за формулою Панченка А.М. [74]),}$$

де $\alpha_0$ – кут укладання структурних агрегатів ґрунту, град.

Радіальна сила тиску дорівнює

$$\begin{aligned} dE &= dQ \cdot \cos\left(\varepsilon + 0,5d\varepsilon - \eta\right) = dP\frac{\cos\left(\varepsilon + 0,5\varepsilon - \eta\right)}{\cos\eta} = \\ &= dP\left[\cos\left(\varepsilon + 0,5d\varepsilon\right) + \sin\left(\varepsilon + 0,5d\varepsilon\right) \cdot tg\eta\right]. \end{aligned} \tag{6.38}$$

Елементарну осьову силу тиску запишемо як

$$dP = \sigma_{0i} \cdot dS, \tag{6.39}$$

де $\sigma_{0i}$ – нормальне напруження на горизонтальній площині, Н/м$^2$;

$$\sigma_{0i} = \frac{4P_{0i}}{\pi \cdot d_k^2},$$

де $P_{0i}$ – осьова сила опору виносу бульби картоплі, Н;

$$dP = \frac{P_{0i} \cdot d\varepsilon}{\pi}.$$

Тоді елементарна радіальна сила тиску на бульбу картоплі дорівнюватиме

$$dE = \frac{P_{0i}}{\pi\left[\cos\left(\varepsilon + 0,5d\varepsilon\right) + \sin\left(\varepsilon + 0,5d\varepsilon\right) \cdot \text{tg}\,\eta\right] \cdot de} \tag{6.40}$$

Враховуючи, що $\cos 0,5d\varepsilon \to 1,0$ і $\sin 0,5d\varepsilon \to 0$,

$$dE = \frac{P_{0i}}{\pi\left(\cos^2\varepsilon - 0,5\sin 2\varepsilon\,\mathrm{tg}\,\eta\right)d\varepsilon}\ . \tag{6.41}$$

Інтегруємо вираз (6.41)

$$\int dE(\varepsilon) = \frac{P_{0i}}{\pi\int\left(\cos^2\varepsilon - 0,5\sin 2\varepsilon\,\mathrm{tg}\,\eta\right)d\varepsilon};$$

$$E_i = \frac{0,5P_{0i}}{\pi\cdot\left(1+\sin 2\varepsilon + \cos 2\varepsilon\,\mathrm{tg}\,\eta\right)+C_1}. \tag{6.42}$$

При $\varepsilon = 0$ коефіцієнт

$$C_1 = \frac{P_{0i}}{\pi\left(1\ +\mathrm{tg}\,\eta\right)} \tag{6.43}$$

$$E_i = \frac{0,5P_{0i}}{\pi\cdot\left(3+\sin 2\varepsilon + \cos 2\varepsilon\,\mathrm{tg}\,\eta + 2\,\mathrm{tg}\,\eta\right)}. \tag{6.44}$$

При $\varepsilon = 0$

$$E_i = E_{i\ \max} = \frac{1,5P_{0i}}{\pi\cdot\left(1+\mathrm{tg}\,\eta\right)}. \tag{6.45}$$

При $\varepsilon = 90°$

$$E_i = E_{i\ \min} = \frac{P_{0i}}{\pi\cdot\left(2+\mathrm{tg}\,\eta\right)}. \tag{6.46}$$

Тоді

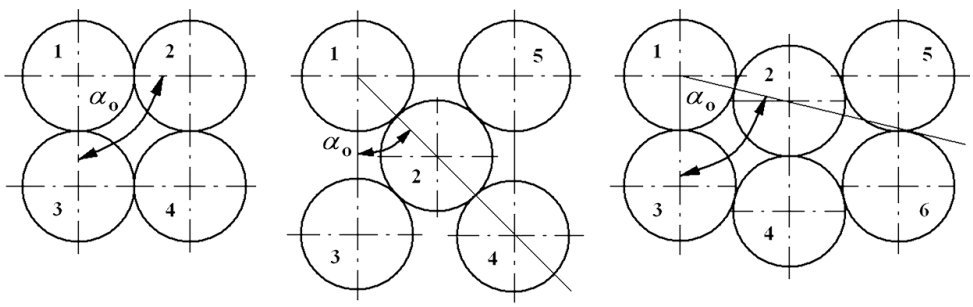
$$E_{ic} = \frac{P_{0i}}{2\pi\cdot\left(3,5+2,5\,\mathrm{tg}\,\eta\right)} \tag{6.47}$$

Протидіюче зусилля рухові бульби в середовищі ґрунту становить: $P_{ni} = P_{ic}$. Беручи до уваги, що

$$P_{ni} = P_{ic} \tag{6.48}$$

Протидіюче зусилля рухові бульби в середовищі ґрунту залежить від осьового зусилля опору виносу бульби картоплі і кута між осьовою і результуючою силами $\eta$. Величина кута $\eta$ залежить від кута

укладання часток ґрунту $\alpha_0$. Кут укладання часток ґрунту залежить від стану ґрунту. Для найбільш щільного розташування часток ґрунту кут укладання наближається до 90° (рис. 6.15). Для реальних ущільнених ґрунтів $\alpha_0 = 86 - 88°$. Для розпушеного ґрунту кут укладання $45° < \alpha_0 < 90°$. Для ідеальної моделі розпушеного ґрунту, коли розміри структурних агрегатів однакові і коефіцієнт різнозернистості $K_\eta \to 1,0$, кут укладання $\alpha_0 \to 45°$.




*а*) $\alpha \to 90°$ *б*) $\alpha \to 45°$ *в*) $45° < \alpha < 90°$

Рис. 6.15. Схеми розташування структурних агрегатів для ґрунту: *а* – щільного; *б* – розпушеного; *в* – проміжного

Суттєвий вплив на кут укладання структурних агрегатів чинить коефіцієнт різнозернистості $K_\eta$. Зі збільшенням коефіцієнта різнозернистості кут укладання $\alpha_0$ зростає (рис. 6.16). Для $K_\eta = 5 - 16$ кут укладання знаходиться в межах від 48° до 52°.

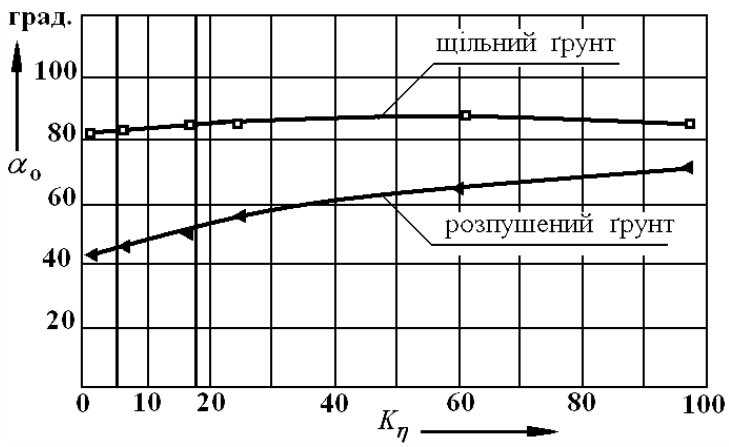



Рис. 6.16. Залежність кута укладання $\alpha_0$ від коефіцієнта різнозернистості структурних агрегатів $K_\eta$ розпушеного ґрунту

Кут між осьовою і результуючою силами дорівнює: для розпушеного ґрунту $\eta = 64 - 66°$; щільного $\eta = 46 - 47°$. Протидіюче зусилля рухові бульби в середовищі ґрунту становить: для розпушеного ґрунту $P_{ni} = (1{,}37 - 1{,}1) P_{0i}$; для щільного – $(0{,}97 - 0{,}98) P_{0i}$.

## 6.3. Умови виносу бульб на денну поверхню ґрунту

Під час кришення ґрунту лемішем *AB* (рис. 6.17) бульба *m* рухається зі стружкою по лемішу. Потрапивши в зону стискання між боковими стінками копача, за рахунок виникаючих виштовхувальних сил $2E_{ic} \sin\beta$ (рис. 6.18*б*, *в*) бульба *m* починає рухатися по шляху найменшого опору під кутом $\beta_0$ (кут ковзання ґрунту, град) з точки *m* в точку *F*, яка розташована на поверхні ґрунту.

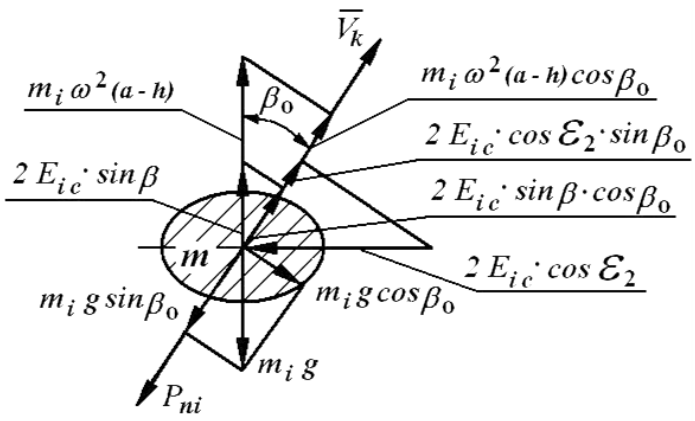
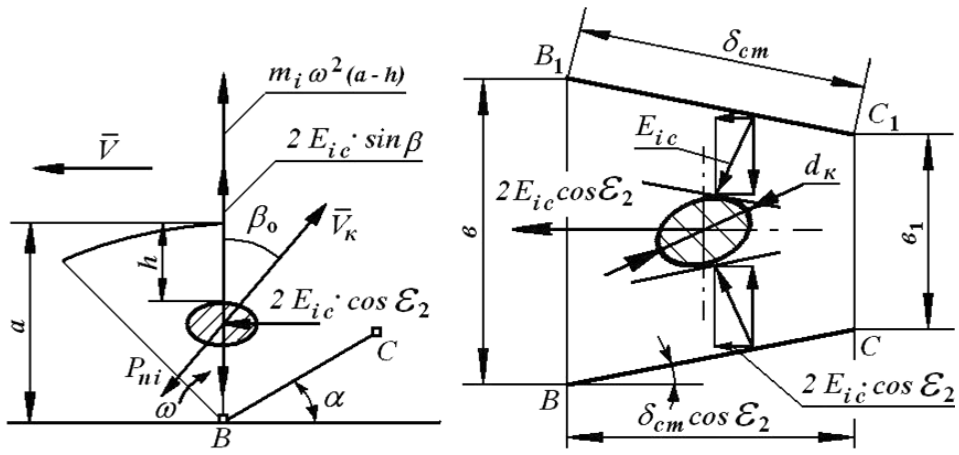


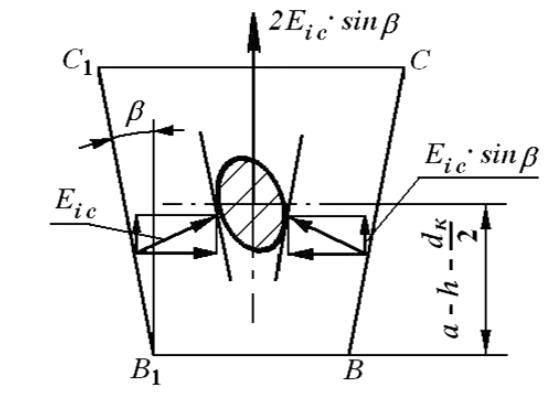

Рис. 6.17. Схема руху бульби всередині розпушеного ґрунту

На бульбу *m* під час руху її в розпушеному середовищі ґрунту будуть діяти сили: відцентрова $m_i\omega^2(a-h)$ та виштовхувальна $2E_{ic}\sin\beta$. Протидіють рухові бульби в середовищі: сила тяжіння бульби $m_i g$; протидіюче зусилля рухові бульби в середовищі ґрунту $P_{ni}$; горизонтальна складова радіальної сили $2E_{ic}\cos\varepsilon_2$ ($E_{ic}$ – середнє радіальне зусилля тиску ґрунту на бульбу картоплі, кН).

Сила $P_{ni}$, направлена проти руху бульби (вектор $V_k$), горизонтальна складова радіальної сили – за напрямом вектору *V*, тобто швидкості руху робочого органа. Спроектувавши всі сили на напрям вектору $V_k$ (рис. 6.19), складаємо рівняння руху бульби *m* у середовищі ґрунту. Рівняння руху матиме вигляд:




*а* *б*




*в*

Рис. 6.18. Схема сил, діючих на бульбу картоплі: *а* – упоперек руху; *б* – між поперечними стінками робочого органу; *в* – у зоні стискання поперечними стінками робочого органу

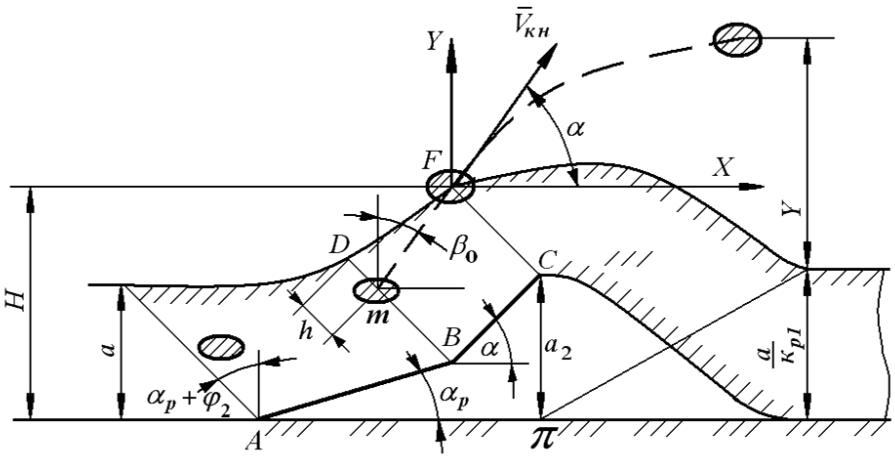



Рис. 6.19. Схема сил до визначення рівняння руху бульби всередині ґрунту під дією робочого органу копача

$$9,81 \cdot m_i \omega^2 (a-h) \cdot \cos\beta_0 + E_{ic} \sin\beta \cos\beta_0 > \\ > P_{ni} + m_i g \sin\beta_0 + 2E_{ic} \cos\varepsilon_2 \sin\beta_0, \tag{6.49}$$

або

$$9,81 \cdot m_i \omega^2 (a-h) + 2E_{ic} \sin\beta > \frac{P_{ni}}{\cos\beta_0} + m_i g \times \\ \times \operatorname{tg}\beta_0 + 2E_{ic} \cos\varepsilon_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_0. \tag{6.50}$$

Враховуючи, що $E_{ic} = P_{ni}$, рівняння руху запишемо як

$$9,81 \cdot m_i \omega^2 (a-h) + 2P_{ni} \sin\beta > \frac{P_{ni}}{\cos\beta_0} + m_i g \times \\ \times \operatorname{tg}\beta_0 + 2P_{ni} \cos\varepsilon_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_0. \tag{6.51}$$

З виразу (6.51) кутова швидкість обертання бульби картоплі повинна задовольняти умову:

$$\omega > \sqrt{\frac{P_{ni}\left(\frac{1}{\cos\beta_0} + 2\cos\varepsilon_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_0 - 2\sin\beta\right) + m_i g \cdot \operatorname{tg}\beta_0}{9,81 m_i g (a-h)}}. \tag{6.52}$$

Швидкість руху бульби $m$ можна представити як $V_к = \omega(a-h)$. Тоді після підстановки величини (6.52) у вираз швидкості руху отримаємо, що

$$V_к > (a-h)\sqrt{\frac{P_{ni}\left(\frac{1}{\cos\beta_0} + 2\cos\varepsilon_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_0 - 2\sin\beta\right) + m_i g \cdot \operatorname{tg}\beta_0}{9,81 m_i g (a-h)}}. \tag{6.53}$$

Швидкість руху бульби при виході на денну поверхню дорівнює

$$V_{кн} = \frac{V_к}{K_v} = \frac{(a-h)}{K_v}\sqrt{\frac{P_{ni}\left(\frac{1}{\cos\beta_0} + 2\cos\varepsilon_2 \operatorname{tg}\beta_0 - 2\sin\beta\right) + m_i g \operatorname{tg}\beta_0}{9,81 m_i g (a-h)}}, \tag{6.54}$$

де $K_v$ – коефіцієнт, який враховує збільшення швидкості руху бульб для підйому їх на висоту $Y$.

Враховуючи, що при виході бульби картоплі на денну поверхню

$$\beta_0 = 90° - \alpha\,; \tag{6.55}$$

$$P_{ni} = \frac{P_{oi}\left(3,5 + 2,5\,\mathrm{tg}\,\eta\right)}{2\pi}, \tag{6.56}$$

швидкість руху бульби картоплі при виході на денну поверхню дорівнюватиме

$$V_{кн} = \frac{(a-h)}{K_v} \times \sqrt{\frac{P_{ni}\left(3,5 + 2,5\,\mathrm{tg}\,\eta\right)\left(\sin^{-1}\alpha + 2\cos\varepsilon_2\,\mathrm{ctg}\,\alpha - 2\sin\beta\right) + 2\pi m_i g\,\mathrm{ctg}\,\alpha}{19,62\pi m_i (a-h)}} \tag{6.57}$$

Дальність викидання бульби по висоті $Y$ повинна задовольняти умові (рис. 6.20), з одного боку,

$$X \geq \left(\frac{a_2}{\cos\alpha} + a\right) \cdot \cos(\alpha + \alpha'') + a_2\,\mathrm{tg}\,\alpha + a\sin\alpha, \tag{6.58}$$

з іншого боку,

$$X = V_{кн}\cos\alpha \cdot t'\,. \tag{6.59}$$

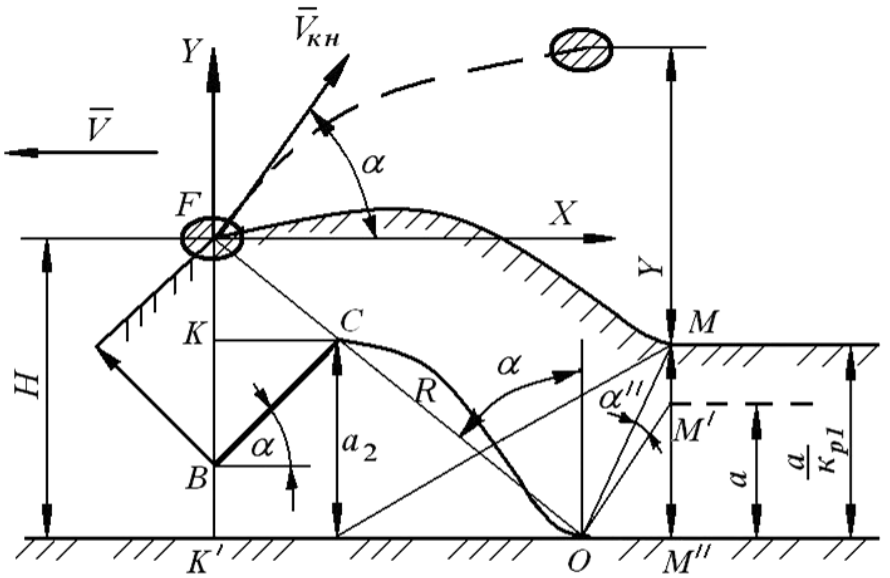



Рис. 6.20. Схема до розрахунку швидкості руху бульби на висоту $Y$

Прирівнюючи вирази (6.58) і (6.59), визначимо швидкість руху бульби при виході її на денну поверхню з підйомом на висоту $Y$

$$V_{кн} \geq \frac{\left(\frac{a_2}{\cos\alpha} + a\right) \cdot \cos(\alpha + \alpha'') + a_2 \operatorname{tg}\alpha + a\sin\alpha}{\cos\alpha \cdot t'}. \tag{6.60}$$

Час польоту бульби на висоті $H$ дорівнює

$$t' = \frac{V_{кн}\sin\alpha}{g} - \sqrt{\frac{V_{кн}^2 \sin^2\alpha}{g^2} - 0,5gH}. \tag{6.61}$$

Якщо $0,5gH = 0$, то час польоту $t' = 0$.

При

$$\frac{V_{кн}^2 \cdot \sin^2\alpha}{g^2} = 0,5gH \tag{6.62}$$

час польоту буде дорівнювати

$$t' = \frac{V_{кн} \cdot \sin\alpha}{g} \tag{6.63}$$

Висота польоту від дна борозни $H$ (рис. 6.20) становить

$$H = \left(Y - \frac{a_2}{\cos\alpha}\right). \tag{6.64}$$

Підставляючи значення висоти польоту (6.64) у формулу (6.62), визначимо необхідну швидкість руху бульби при виході її на денну поверхню і висоту підйому $Y$

$$V_{кн} = \sqrt{0,5g\left(Y - \frac{a_2}{\cos\alpha}\right) \cdot \frac{g}{\sin\alpha}}. \tag{6.65}$$

Час польоту (6.63) з урахуванням формули (6.65) буде дорівнювати

$$t' = \sqrt{0,5g\left(Y - \frac{a_2}{\cos\alpha}\right)}. \tag{6.66}$$

Вираз (6.66) підставляємо в формулу (6.60) і остаточно визначаємо швидкість

$$V_{кн} = \frac{\left(\frac{a_2}{\cos\alpha} + a\right)\cdot\cos(\alpha+\alpha'') + a_2\,\mathrm{tg}\,\alpha + a\sin\alpha}{\sqrt{0,5g\left(Y - \frac{a_2}{\cos\alpha}\right)}}\cdot\frac{1}{\cos\alpha}. \qquad (6.67)$$

Використовуючи формулу (6.57), визначимо коефіцієнт $K_v$

$$K_v = (a-h)\cos\alpha\sqrt{0,5g\left(Y - \frac{a_2}{\cos\alpha}\right)}\times$$
$$\times\frac{\sqrt{\frac{P_{oi}\left(3,5+2,5\,\mathrm{tg}\,\eta\right)\cdot\left(\sin^{-1}\alpha + 2\cos\varepsilon_2\,\mathrm{ctg}\,\alpha - 2\sin\beta\right) + 2\pi m_i g\,\mathrm{ctg}\,\alpha}{19,62\pi\cdot m_i(a-h)}}}{\left[\left(\frac{a_2}{\cos\alpha}+a\right)\cos(\alpha+\alpha'') + a_2\,\mathrm{tg}\,\alpha + a\sin\alpha\right]}. \qquad (6.68)$$

Швидкість знаряддя дорівнюватиме

$$V = \frac{V_{кн}K_v}{\cos\alpha} = \frac{\left[\left(\frac{a_2}{\cos\alpha}+a\right)\cos(\alpha+\alpha'') + a_2\,\mathrm{tg}\,\alpha + a\sin\alpha\right]K_v}{\sqrt{0,5g\left(Y - \frac{a_2}{\cos\alpha}\right)}\cdot\cos^2\alpha}. \qquad (6.69)$$

Підставляючи значення (6.68) в формулу (6.69), отримаємо

$$V = \times\frac{(a-h)\sqrt{\frac{P_{oi}\left(3,5+2,5\,\mathrm{tg}\,\eta\right)\left(\sin^{-1}\alpha + 2\cos\varepsilon_2\,\mathrm{ctg}\,\alpha - 2\sin\beta\right) + 2\pi m_i g\,\mathrm{ctg}\,\alpha}{19,62\pi m_i(a-h)}}}{\cos\alpha}. \qquad (6.70)$$

Як критерій для оцінки виносу бульби картоплі на денну поверхню приймемо коефіцієнт $K_v$. Коефіцієнт $K_v$ показує, у скільки разів необхідно збільшувати мінімальну швидкість виносу бульби $V_{кн}$ на денну поверхню, щоб забезпечити висоту його підйому $Y$ за допустимої швидкості руху знаряддя $V$ від 2,0 до 3,0 м/с.

На коефіцієнт $K_v$ впливають різні фактори: величина осьової сили опору виносу бульби картоплі $P_{oi}$, швидкість руху знаряддя $V$, параметри робочого органу копача (кут нахилу до горизонталі днища $\alpha$,

відношення висоти днища до глибини розпушення ґрунту, висота виносу бульби $Y$ над поверхнею ґрунту, глибина залягання бульби в ґрунті $h$, маса бульби $m_i$.

Параметри, які забезпечують коефіцієнт $K_v \to 1,0$, будуть вважатися раціональними.

## 6.4. Дослідження впливу різних факторів на критерій оцінки виносу бульби на денну поверхню

### *6.4.1. Вплив осьової сили опору виносу бульби на коефіцієнт $K_v$*

Збільшення осьової сили опору виносу бульби картоплі $P_{oi}$ призводить до зростання коефіцієнта $K_v$ (рис. 6.21). Це зв'язано з тим, що збільшення опору рухові бульби в середовищі ґрунту потребує підвищення швидкості руху робочого органу, щоб виникла ймовірність виносу бульби на денну поверхню (рис. 6.22).

Наприклад, при збільшенні осьової сили опору виносу бульби картоплі $P_{oi}$ з 0,015 до 0,6 кН коефіцієнт підвищення швидкості руху $K_v$ зростає з 1,0 до 17,8 (для маси бульби $m_i$ = 200 г; товщина шару розпушення ґрунту $a$ = 0,25 м; відношення висоти днища лемеша до товщини шару розпушення $a_2/a$ – 1; кут нахилу до горизонталі днища лемеша $\alpha = 30°$; глибина залягання бульби $h = 0,15$ м; висота виносу бульби на денну поверхню $Y = 0,45 - 0,6$ м).

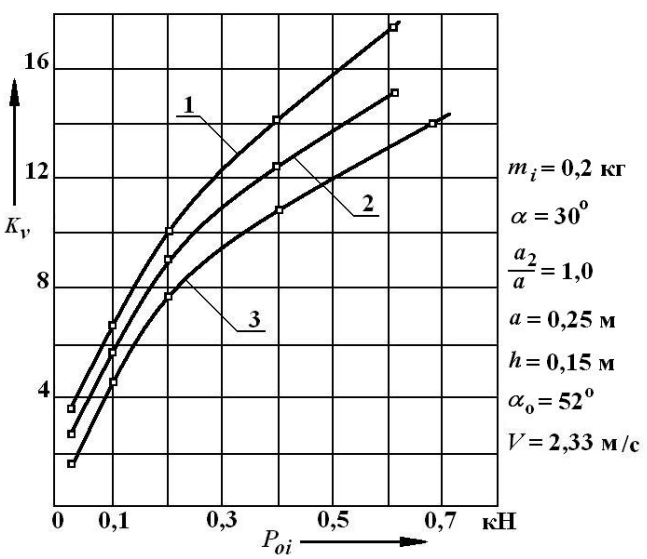



Рис. 6.21. Залежність коефіцієнта $K_v$ від осьового зусилля $P_{oi}$ при висоті виносу бульби: $1 - Y = 0,6$ м; $2 - Y = 0,5$ м; $3 - Y = 0,45$ м

При цьому швидкість руху знаряддя повинна зрости з 2,2 до 15 м/с. Для реальних машин швидкість знаряддя $V$, як правило, становить 2,0-3,3 м/с, що відповідає величині $P_{oi}$ = 0,015 – 0,03 кН. Отже, осьове зусилля опору виносу бульби картоплі має бути не більше 0,03 кН. Наголосимо, що коефіцієнт $K_v$ = 1,0 – 2,2; для $K_v$ = 1,0 осьове зусилля $P_{oi}$ дорівнює 0,015 кН.

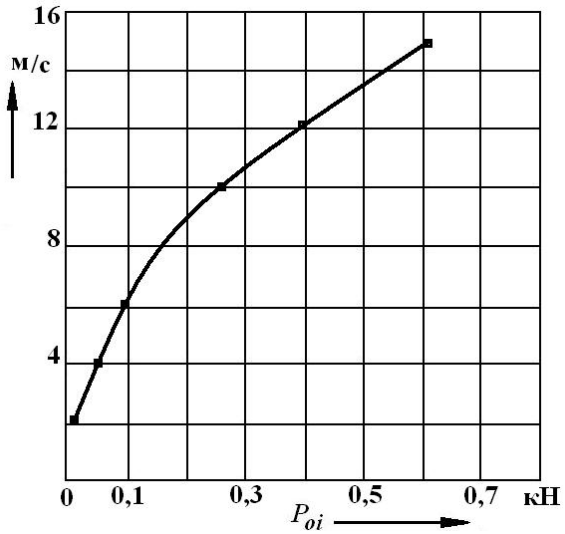



Рис. 6.22. Залежність швидкості руху знаряддя $V$ від осьового зусилля $P_{oi}$

### *6.4.2. Вплив параметрів U-подібного копача на коефіцієнт $K_v$*

На коефіцієнт $K_v$ суттєво впливають певні параметри копача: кут нахилу до горизонталі днища лемеша $\alpha$; відношення висоти днища лемеша $\alpha_2$ до товщини шару розпушування ґрунту $a$ (рис. 6.23).

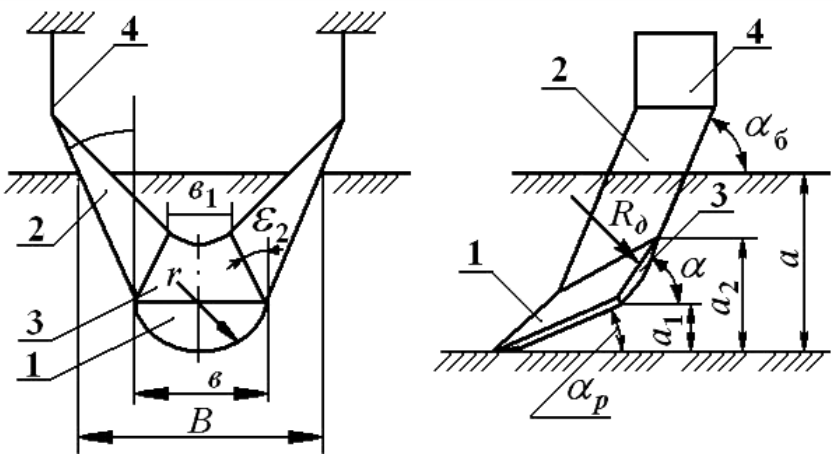



Рис. 6.23. Основні параметри $U$-подібного копача: 1 – леміш; 2 – бокові ножі; 3 – днище; 4 – бокові стінки

*Кут нахилу до горизонталі днища лемеша.* При зростанні кута нахилу до горизонталі днища лемеша $\alpha$ коефіцієнт $K_v$ зменшується (рис. 6.24). Для коефіцієнта $K_v = 1,0$ кут $\alpha$ для висоти виносу бульби $Y = 0,5$; 0,45; 0,4; 0,35 м відповідно становить 56°, 52°, 45°, 40°.

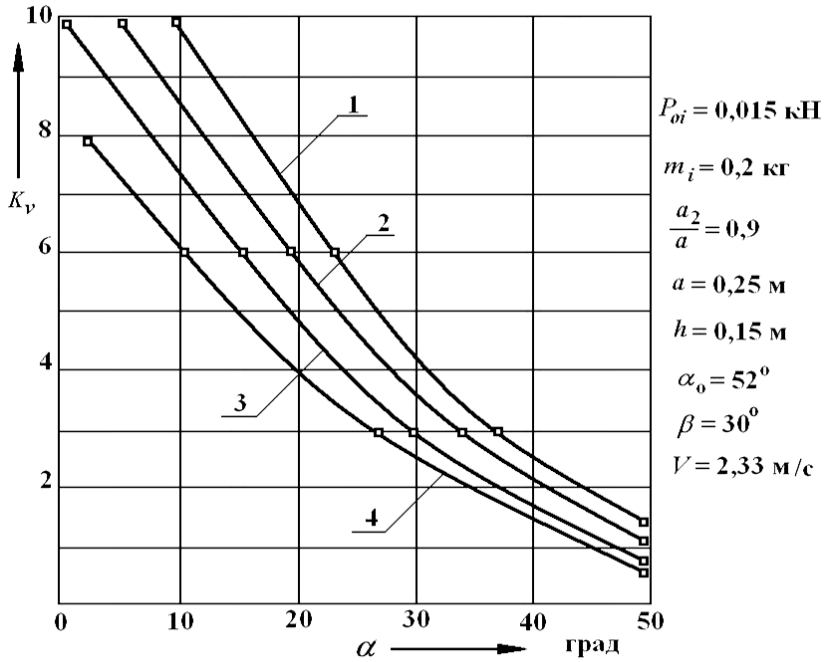



Рис. 6.24. Залежність коефіцієнта $K_v$ від кута нахилу до горизонталі днища лемеша $\alpha$ копача: $1 - Y = 0,5$; $2 - Y = 0,45$ м; $3 - Y = 0,4$ м; $4 - Y = 0,35$ м

*Відношення висоти днища лемеша $a_2$ до товщини шару розпушування ґрунту $a$.* Зменшення відношення $a_2/a$ спричиняє збільшення коефіцієнта $K_v$ (рис. 6.25). Наприклад, при зміні $a_2/a$ з 1,2 до 0,4 для висоти виносу бульби $Y = 0,55$ м коефіцієнт $K_v$ змінюється з 1,0 до 3,2; при $a_2/a$, яке становить1,0-0,3, для $Y = 0,5$ м $K_v$ дорівнюватиме 1,0-2,8; при $a_2/a$ від 0,9 до 0,2 для $Y = 0,45$ величина $K_v$ буде 1,0-2,6.

Відношення $a_2/a$, за яких коефіцієнт $K_v = 1,0$, для висоти виносу бульби $Y = 0,55$; 0,5; 0,45 м відповідно становитимуть 1,2; 1,0; 0,9.

### *6.4.3. Вплив висоти виносу бульби Y на коефіцієнт $K_v$*

Висоту виносу бульби картоплі потрібно вибирати з урахуванням технологічних вимог, тобто задовольняти умову захвату бульб

підбирачем і значенню коефіцієнта $K_\nu \to 1$. Чим більше висота виносу бульби над поверхнею поля $Y$, тим більше коефіцієнт $K_\nu$ (рис. 6.26).

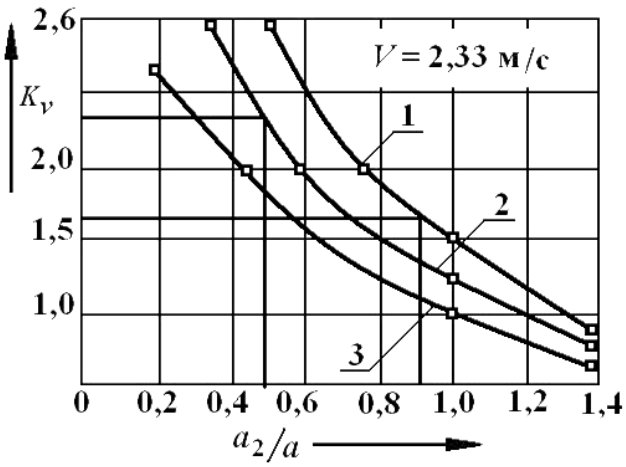



Рис. 6.25. Залежність коефіцієнта $K_\nu$ від відношення $a_2/a$: $1 - Y = 0,55$ м; $2 - Y = 0,5$; $3 - Y = 0,45$ м

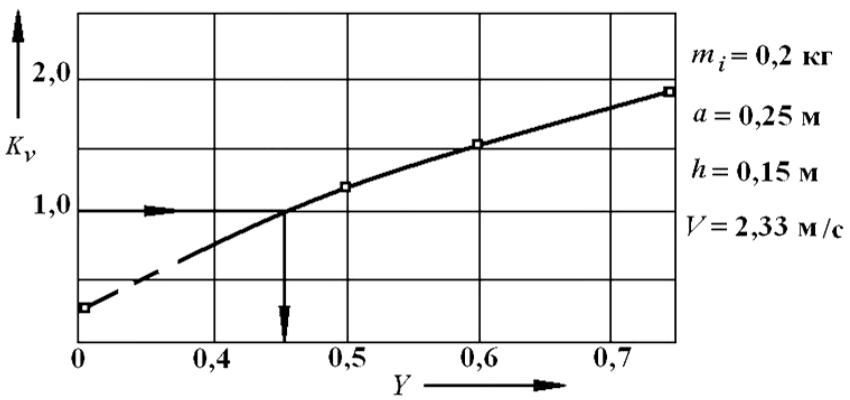



Рис. 6.26. Залежність коефіцієнта $K_\nu$ від висоти виносу бульби $Y$

Наприклад, для виносу бульби картоплі масою $m_i = 200$ г, що залягає на глибині $h = 0,15$ м, при товщині шару розпушування ґрунту $a = 0,25$ м і висоті виносу бульби від 0,45 до 0,8 м коефіцієнт $K_\nu$ коливається в межах від 1,0 до 2,2.

### *6.4.4. Вплив глибини залягання бульби в ґрунті h*

Як видно з графіка (рис. 6.27), збільшення глибини залягання бульби в ґрунті $h$ знижує коефіцієнт $K_\nu$. Залежно від маси бульби $m_i$ оптимальна глибина залягання бульб, з точки зору їх виносу на висоту $Y = 0,45$ м, для маси $m_i = 100$ г, $h = 0,1$ м; $m_i = 200$ г, $h = 0,15$ м;

$m_i = 300$ г, $h = 0,2$ м. Зі збільшенням маси бульби картоплі $m_i$ коефіцієнт $K_v$ зменшується (рис. 6.28).

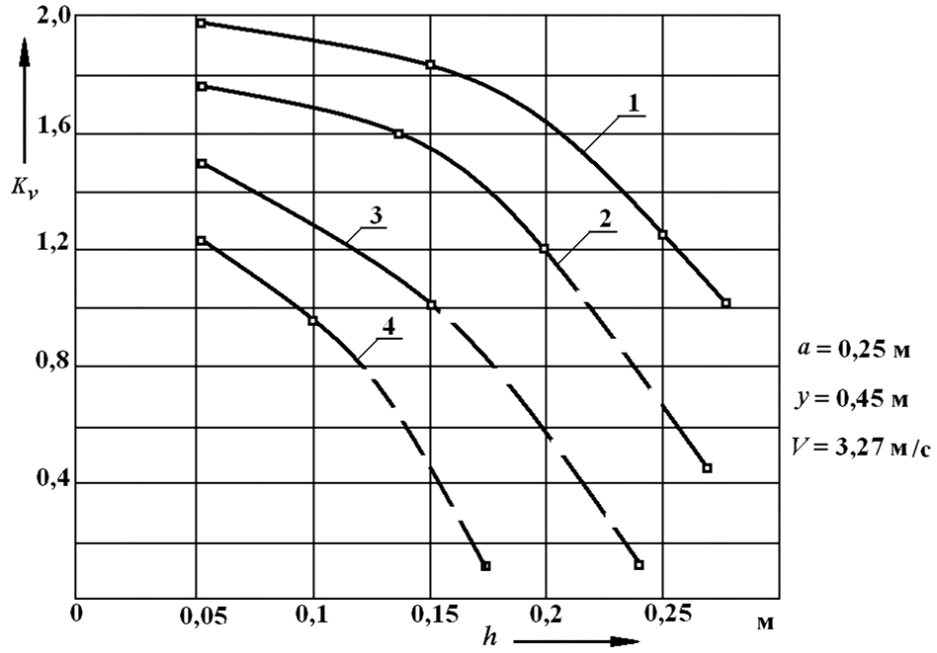



Рис. 6.27. Залежність коефіцієнта $K_v$ від глибини залягання бульби картоплі $h$:
$1 - m_i = 400$ г; $2 - m_i = 300$ г; $3 - m_i = 200$ г; $4 - m_i = 100$ г

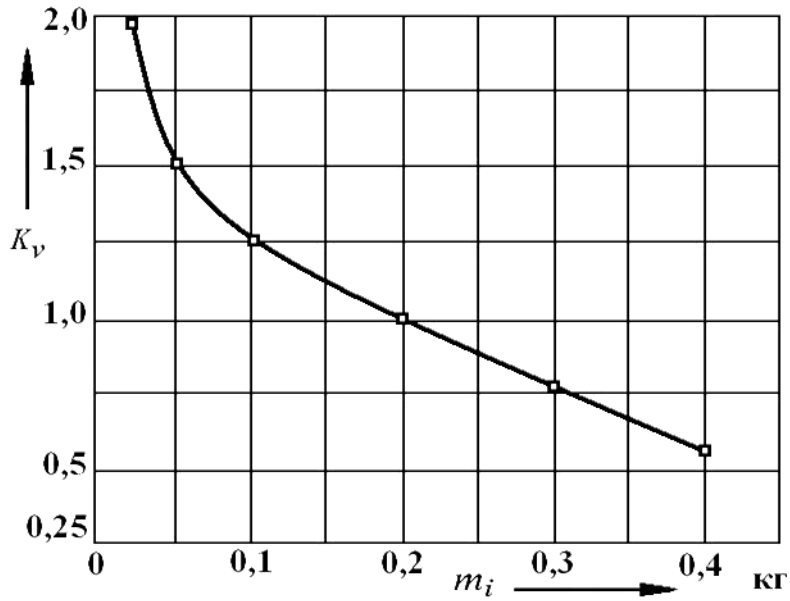



Рис. 6.28. Залежність коефіцієнта $K_v$ від маси бульби картоплі $m_i$

### *6.4.5. Вплив швидкості руху робочого органу копача*

Раціональні параметри, які характеризують технологічний процес, забезпечуються при $K_v = 1,0$, тобто осьове зусилля виносу бульби $P_{oi} = 0,015$ кН; $Y = 0,45$ м; відношення $a_2/a = 0,9$; кут нахилу до горизонталі днища становить $\alpha = 52°$; кут між осьовою і результуючою силами, діючими на бульбу в ґрунті, $\eta = 65°$.

Підставляючи отримані параметри в формулу (6.70) і враховуючи, що кут нахилу до вертикалі бокових ножів $\beta = 30°$, кут зсуву бокових ножів $\varepsilon = 30°$, визначимо швидкість руху робочого органу, м/с.

$$V = 1,62(a-h)\sqrt{\frac{0,004+0,78m_i}{m_i(a-h)}}, \qquad (6.71)$$

де $m_i$ – маса бульби, т;

$h$ – глибина залягання бульби, м.

Швидкість руху робочого органу залежить від глибини залягання бульби $h$, її маси $m_i$.

Як видно з табл. 6.2 – табл. 6.4, швидкість руху робочого органу на глибині розпушування ґрунту $a = 0,25$ м і висоті виносу бульби $Y = 0,45$ м при глибині залягання бульби $h = 0,15$ м становить $V = 3,27$ м/с. При цьому виносяться на висоту $Y = 0,45$ м бульби масою більше 100 г, решта їх – на висоту $h < 0,45$ м. Бульби масою менше 20 г повністю виносяться на денну поверхню. Необхідно відзначити, що бульби масою $m_i \geq 200$ г виносяться на висоту $h = 0,45$ м незалежно від глибини їх залягання.

Таблиця 6.2. Швидкість руху робочого органу (копача) при висоті виносу бульби $Y$ = 0,45 м і шару розпушування ґрунту $a$ = 0,25 м

| Маса бульби $m_i$ | | Швидкість руху копача (м/с) при глибині залягання бульби $h$, м | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| г | т | 0,05 | 0,1 | 0,15 | 0,2 |
| 20 | $20 \times 10^{-6}$ | 10,2 | 8,9 | 7,25 | 5,13 |
| 50 | $50 \times 10^{-6}$ | 6,51 | 5,64 | 4,6 | 3,26 |
| 100 | $100 \times 10^{-6}$ | 4,62 | 4,0 | 3,27 | 2,31 |
| 200 | $200 \times 10^{-6}$ | 3,3 | 2,86 | 2,33 | 1,65 |
| 300 | $300 \times 10^{-6}$ | 2,72 | 2,35 | 1,92 | 1,36 |
| 400 | $400 \times 10^{-6}$ | 2,38 | 2,06 | 1,68 | 1,19 |

Таблиця 6.3. Швидкість руху робочого органу (копача) при висоті виносу бульби $Y$ = 0,4 м і шару розпушування ґрунту $a$ = 0,25 м

| Маса бульби $m_i$ | | Швидкість руху копача (м/с) при глибині залягання бульби $h$, м | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Г | т | 0,05 | 0,1 | 0,15 | 0,2 |
| 20 | $20 \cdot 10^{-6}$ | 7,65 | 6,67 | 5,43 | 3,84 |
| 50 | $50 \cdot 10^{-6}$ | 4,88 | 4,23 | 3,45 | 2,45 |
| 100 | $100 \cdot 10^{-6}$ | 3,465 | 3,0 | 2,45 | 1,73 |
| 200 | $200 \cdot 10^{-6}$ | 2,475 | 2,145 | 1,74 | 1,23 |
| 300 | $300 \cdot 10^{-6}$ | 2,04 | 1,76 | 1,44 | 1,02 |
| 400 | $400 \cdot 10^{-6}$ | 1,78 | 1,545 | 1,26 | 0,9 |

Таблиця 6.4. Швидкість руху робочого органу (копача) при висоті виносу бульби $Y$ = 0,1 м і шару розпушування ґрунту $a$ = 0,25 м

| Маса бульби $m_i$ | | Швидкість руху копача (м/с) при глибині залягання бульби $h$, м | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| г | т | 0,05 | 0,1 | 0,15 | 0,2 |
| 20 | $20 \cdot 10^{-6}$ | 3,06 | 2,67 | 2,17 | 1,54 |
| 50 | $50 \cdot 10^{-6}$ | 1,953 | 1,69 | 1,38 | 0,98 |
| 100 | $100 \cdot 10^{-6}$ | 1,38 | 1,2 | 0,981 | 0,7 |
| 200 | $200 \cdot 10^{-6}$ | 0,99 | 0,858 | 0,7 | 0,5 |
| 300 | $300 \cdot 10^{-6}$ | 0,819 | 0,705 | 0,575 | 0,41 |
| 400 | $400 \cdot 10^{-6}$ | 0,714 | 0,62 | 0,5 | 0,357 |

## 6.5. Осьове зусилля виносу бульб картоплі з ґрунту

Осьове зусилля виносу бульби картоплі залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту, параметрів структурних агрегатів $D_{50}$, коефіцієнта різнозернистості $K_\eta$, фізико-механічних властивостей бульб картоплі, глибини залягання картоплі $h$ та ін.

*Фізико-механічні властивості ґрунту.* Від вмісту в ґрунті «фізичної глини» $d_{50}$, як звісно, та її вагової вологості $\omega$ залежить осьове зусилля виносу бульб картоплі. Вміст у ґрунті «фізичної глини», тобто часток розміром менше 0,01 мм, визначає тип ґрунту. Чим більше в ґрунті міститься часток розміром менше 0,01 мм, тим більше осьове зусилля виносу бульб картоплі $P_{0i}$. Наприклад, для ущільнених ґрунтів (рис. 6.29) з різним умістом «фізичної глини» 4,4; 10,2; 16,2; 26,6; 32,1 % за ваговою вологості, рівній критичній ваговій вологості для бульб картоплі розміром 0,06 м на глибині їх залягання 0,15 м, осьове зусилля виносу бульб картоплі відповідно становить 0,03; 0,14; 0,22; 0,26;

0,365 кН. У піщаних ґрунтах осьове зусилля виносу бульби картоплі найменше. Це пояснюється тим, що зменшення вмісту «фізичної глини» в складі ґрунту зменшує питоме зчеплення часток, а відповідно і осьове зусилля виносу бульби картоплі.

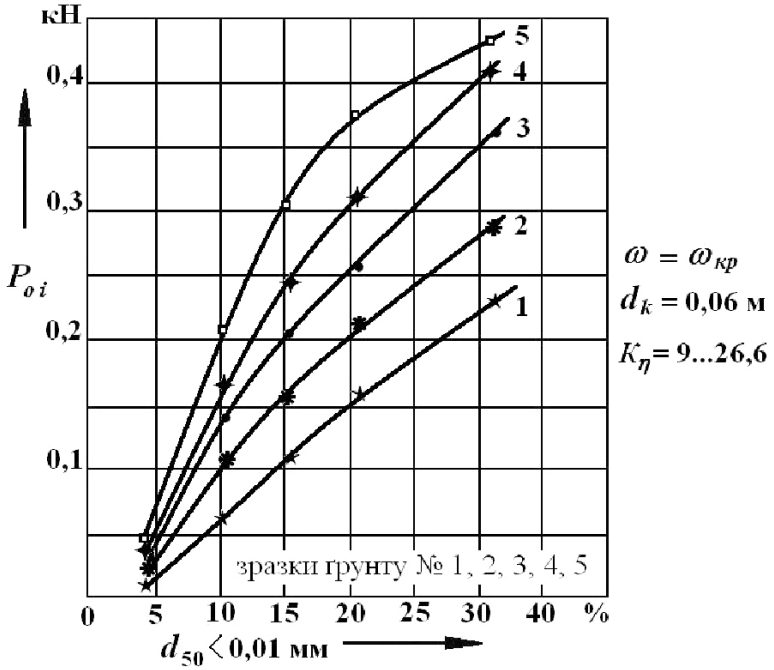



Рис. 6.29. Залежність осьового зусилля $P_{0i}$ від умісту «фізичної глини» в ущільненому ґрунті при заляганні бульби картоплі на глибині: 1 – $h$ = 0,05 м; 2 – $h$ = 0,1 м; 3 – $h$ = 0,15 м; 4 – $h$ = 0,2 м; 5 – $h$ = 0,25 м

Із збільшенням вагової вологості ґрунту до її критичної величини осьове зусилля виносу збільшується до максимального значення. За подальшого зростання вагової вологості осьове зусилля зменшується. Осьове зусилля виносу бульби найменше, якщо вагова вологість дорівнює нулю. Наприклад, для піску (зразок № 1), супіску (зразок № 2), важкого супіску (зразок № 3), суглинку (зразок № 4), суглинку (зразок № 5) за вагової вологості, яка дорівнює нулю, осьове зусилля виносу бульби картоплі відповідно становитиме: 0,05; 0,12; 0,175; 0,22; 0,25 кН (рис. 6.30).

Від вагової вологості, наявності «фізичної глини» в складі структури ґрунту та його ущільнення буде залежати кількість ударів твердоміра ДорНДІ. Найбільша кількість ударів твердоміра виникає для ґрунту з найбільшим умістом “фізичної глини” за критичної вагової вологості.

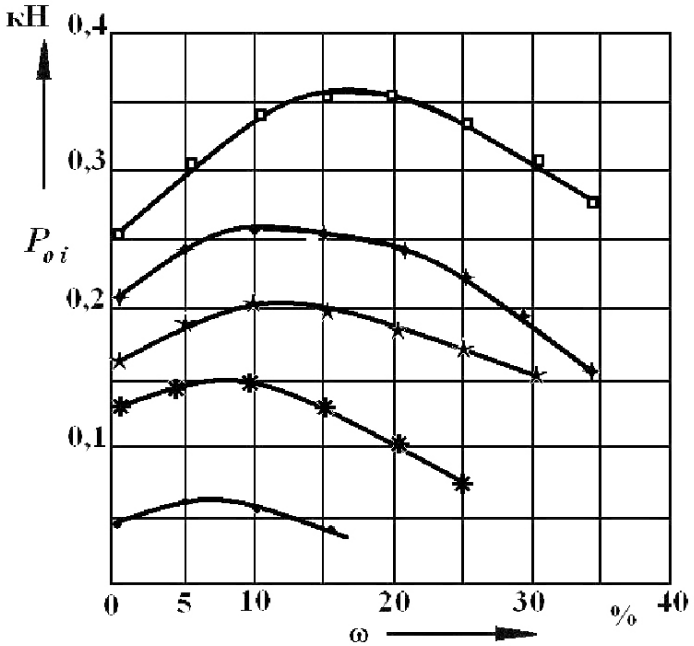



Рис. 6.30. Залежність осьового зусилля $P_{0i}$ від вагової вологості ущільненого ґрунту $\omega$: 1 – пісок (зразок № 1): $d_{50} < 0,01$ мм – 4,4 %; $\omega_{кр} = 7$ %; $K_{\eta} = 9,0$; $C_y = 2,0$; 2 – супісок (зразок № 2): $d_{50} < 0,01$ мм – 10,2 %; $\omega_{кр} = 9$ %; $K_{\eta} = 13,3$; $C_y = 5,0$; 3 – важкий супісок (зразок № 3): $d_{50} < 0,01$ мм – 16,2 %; $\omega_{кр} = 12$ %; $K_{\eta} = 26,0$; $C_y = 7,0$; 4 – суглинок (зразок № 4): $d_{50} < 0,01$ мм – 21,3 %; $\omega_{кр} = 18$ %; $K_{\eta} = 26,6$; $C_y = 8,0$; 5 – важкий суглинок (зразок № 5): $d_{50} < 0,01$ мм – 32,1 %; $\omega_{кр} = 24$ %; $K_{\eta} = 20$; $C_y = 10$

Із збільшенням кількості ударів твердоміра $C_y$ осьове зусилля виносу бульби зростає (рис. 6.31). Осьове зусилля виносу бульби залежно від кількості ударів твердоміра можна обчислити за емпіричною формулою

$$\overline{P}_{oi} = 0,042C_y - 0,0243 \ , \qquad (6.72)$$

де $\overline{P}_{oi}$ – осьове зусилля виносу бульб картоплі розміром 0,06 м при глибині їх залягання 0,15 м у ґрунті, який має вагову вологість, що дорівнює критичному значенню, кН;

$C_y$ – кількість ударів твердоміра з площею наконечника 1 см$^2$.

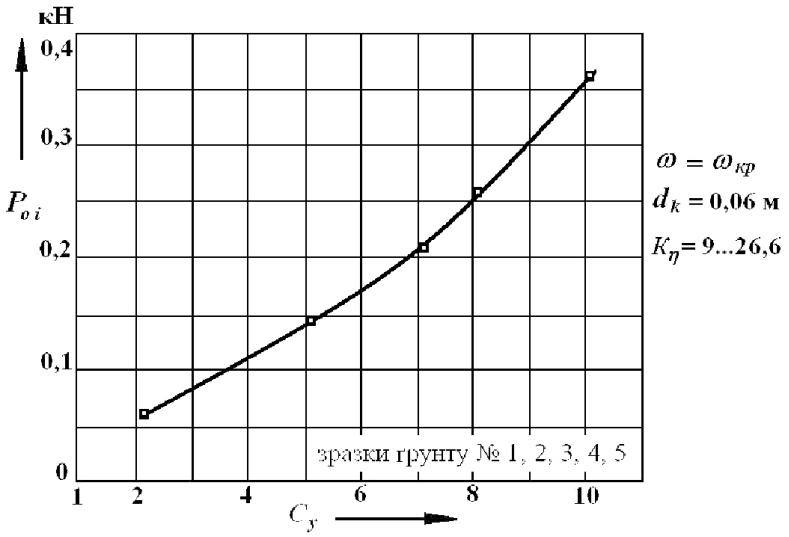



Рис. 6.31. Залежність осьового зусилля виносу бульби картоплі $P_{oi}$ від кількості ударів твердоміра $C_y$ (ущільнений ґрунт)

*Якість розпушування ґрунту.* Основними показниками якості розпушування ґрунту є розміри структурних агрегатів $D_{50}$ і коефіцієнт їх різнозернистості $K_\eta$. Осьове зусилля виносу бульби для ґрунтів у розпушеному стані менше, ніж в ущільненому. Зі збільшенням розмірів структурних агрегатів зростає осьове зусилля виносу бульб (рис. 6.32). Наприклад, збільшення розмірів структурних агрегатів з 2 до 60 мм з коефіцієнтом їх різнозернистості від 7,5-13,9 призводить до зростання осьового виносу бульб картоплі в 3,7-4,5 рази.

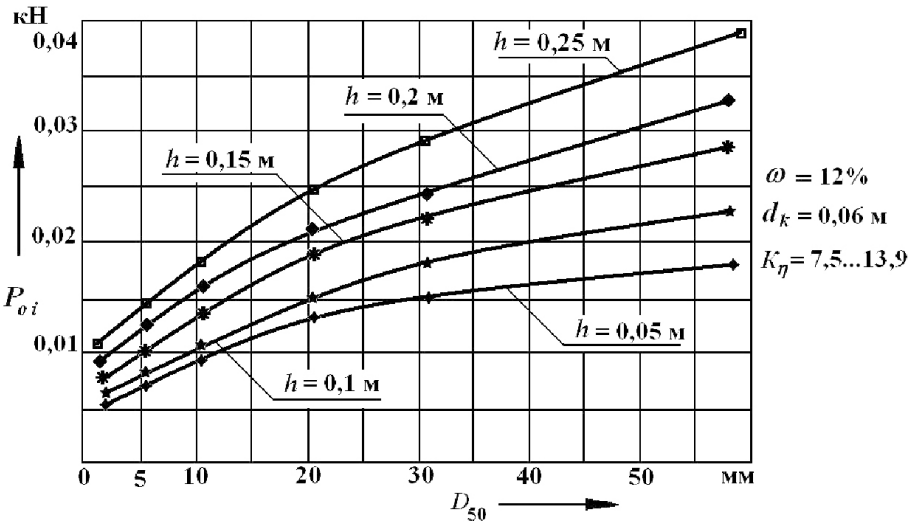



Рис. 6.32. Залежність осьового зусилля $P_{0i}$ від розміру структурних агрегатів ґрунту $D_{50}$ після його розпушування

Із зростанням коефіцієнта різнозернистості структурних агрегатів від 7,5 до 96,13 осьове зусилля виносу бульби збільшується в 2,0-2,2 раза (рис. 6.33). Найменші значення осьового зусилля виносу бульби виникають, коли коефіцієнт різнозернистості структурних агрегатів становить 5-15.

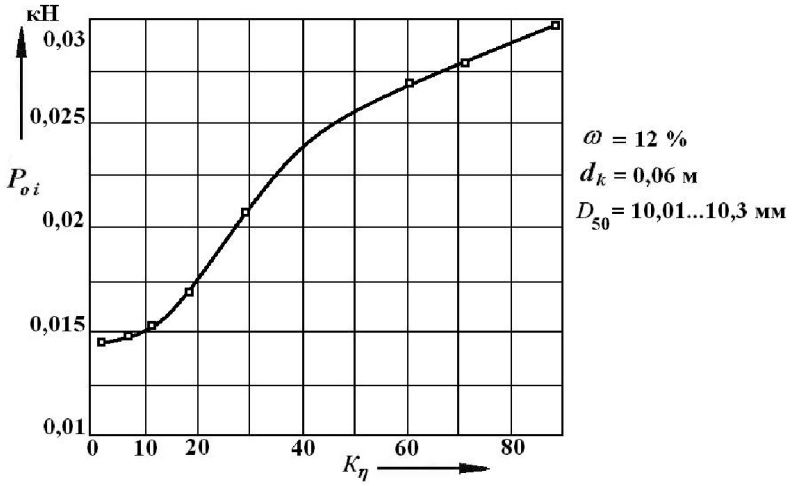



Рис. 6.33. Залежність осьового зусилля $P_{oi}$ від коефіцієнта різнозернистості структурних агрегатів $K_\eta$ після розпушування ґрунту

Емпіричні формули для розрахунку осьових зусиль виносу бульби залежно від кількості ударів твердоміра $C_{y1}$, розміру структурних агрегатів $D_{50}$, коефіцієнта різнозернистості структурних агрегатів $K_\eta$ відповідно мають вигляд:

$$\overline{P}_{oi} = 0,01 \cdot e^{0,193 \cdot Cy1}; \tag{6.73}$$

$$\overline{P}_{oi}^{D} = 0,13 \cdot D_{50}^{0,5} + 0,001152; \tag{6.74}$$

$$\overline{P}_{oi}^{\eta} = 0,3 \cdot 10^{-5} K_\eta^2 + 0,0137, \tag{6.75}$$

де $\overline{P}_{oi}$, $\overline{P}_{oi}^{D}$, $\overline{P}_{oi}^{\eta}$ – осьові сили виносу бульби картоплі залежно від кількості ударів $C_{y1}$, розміру структурних агрегатів $D_{50}$, коефіцієнта різнозернистості структурних агрегатів $K_\eta$ відповідно, кН;

$C_{y1}$ – кількість ударів твердоміра з площею наконечника $F_2 = 50$ см$^2$;

$D_{50}$ – розмір структурних агрегатів ґрунту після розпушування, м.

*Глибина залягання бульб картоплі та їх розміри*. У діапазоні 0,05-0,25 м на осьове зусилля виносу бульби впливає глибина залягання бульби картоплі (рис. 6.34). При збільшенні глибини залягання бульби осьове зусилля виносу бульби зростає в 1,4-1,5 раза. На глибині залягання до 0,15 м осьове зусилля виносу змінюється несуттєво.

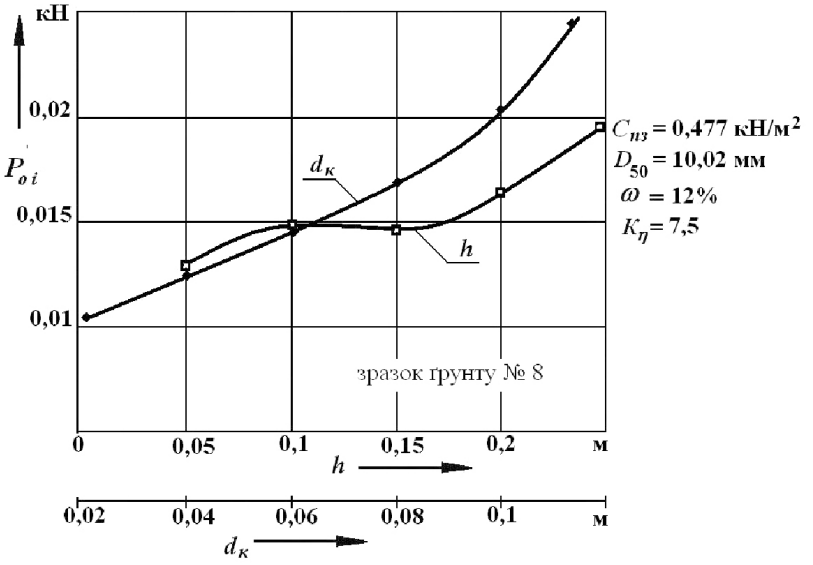



Рис. 6.34. Залежність осьового зусилля $P_{oi}$ від глибини залягання бульби $h$ та її розмірів $d_k$

Зі збільшенням розмірів бульби картоплі осьове зусилля виносу зростає по показниковій функції. Для розпушеного ґрунту з розміром структурних агрегатів 10,02 мм і коефіцієнтом різнозернистості 7,5 за вагової вологості 12 % збільшення розмірів бульби з 0,02 до 0,08 м призводить до зростання осьового зусилля виносу бульби в 1,5 раза.

Визначені емпіричні формули для розрахунку осьових зусиль виносу бульб картоплі залежно від розміру бульби і глибини її залягання в ґрунті:

$$\overline{P}_{oi}^{d} = 0,009e^{7,1d_k}; \tag{6.76}$$

$$\overline{P}_{oi}^{h} = 0,0113e^{1,92h}, \tag{6.77}$$

де $\overline{P}_{oi}^{d}$ – осьове зусилля виносу бульби картоплі, яке залежить від розміру бульби при глибині її залягання 0,15 м в розпушеному ґрунті, який має розмір структурних агрегатів 10,02 мм з коефіцієнтом їх різнозернистості 7,5 кН;

$\overline{P}_{oi}^{h}$ – осьове зусилля виносу бульби картоплі, яке залежить від глибини її залягання, кН;

$d_k$ – розмір бульби, м;

$h$ – глибина залягання бульби картоплі в ґрунті, м

Таким чином, враховуючи фактори впливу, для ущільненого ґрунту осьове зусилля виносу бульби картоплі визначають за формулою

$$\tilde{\overline{P}}_{oi} = \overline{P}_{oi} \cdot K_{d_k} \cdot K_h , \tag{6.78}$$

де $\tilde{\overline{P}}_{oi}$ – осьове зусилля виносу бульби картоплі розміром 0,06 м на глибині її залягання 0,15 м в ґрунті з ваговою вологістю, яка дорівнює критичній вологості, кН;

$$\overline{P}_{oi} = 0,042C_y - 0,0234 ;$$

$C_y$ – кількість ударів твердоміра з площею наконечника 1,0 см$^2$;

$K_{d_k}$ – коефіцієнт, який враховує вплив розміру бульби картоплі,

$$K_{d_k} = 1,5e^{7,1d_k} ; \tag{6.79}$$

$K_h$ – коефіцієнт, який враховує вплив глибини залягання бульби картоплі в ґрунті,

$$K_h = 0,753e^{1,92h} ; \tag{6.80}$$

Підставляючи значення коефіцієнтів (6.79) і (6.80) величини (6.76), (6.77) у формулу (6.78), отримаємо, що

$$\tilde{\overline{P}}_{oi} = \left(0,0475C_y - 0,0264\right)\exp\left(7,1d_k + 1,92h\right). \tag{6.81}$$

Для розпушеного ґрунту осьове зусилля виносу бульби картоплі визначають за формулою

$$\overline{P}_{oi} = \overline{P}_{oi1} \cdot K_{Д} \cdot K_{к\eta} \cdot K_{d_k} \cdot K , \tag{6.82}$$

де $\overline{P}_{oi1} = 0,01e^{0,193C_{y1}}$ – осьове зусилля виносу бульби картоплі розміром 0,06 м з глибини залягання 0,15 м розпушеного ґрунту,

розміром структурних агрегатів 10,02 мм і коефіцієнтом їх різнозернистості 7,5 кН;

$C_{yi1}$ – кількість ударів твердоміра з площею наконечника 50 см$^2$;

$K_Д$ – коефіцієнт, який враховує розмір структурних агрегатів ґрунту,

$$K_Д = 12,75D_{50}^{0,5} + 0,113 \tag{6.83}$$

$K_{k\eta}$ – коефіцієнт, який враховує вплив коефіцієнта різнозернистості структурних агрегатів,

$$K_{k\eta} = 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot K_\eta^2 + 1,0\,. \tag{6.84}$$

Підставляючи значення коефіцієнтів (6.83), (6.84), (6.79), (6.80) і залежність $\overline{P}_{oi1}$ у формулу (6.81), остаточно отримаємо, що

$$\tilde{\overline{P}}_{oi} = 0,0113 \exp\left(0,193C_{y1} + 7,1d_k + 1,92h\right) \times \\ \times \left(12,75D_{50}^{0,5} + 0,113\right)\left(0,2 \cdot 10^{-3} \cdot K_\eta^2 + 1,0\right).$$

## 6.6. Критерії якості розпушування ґрунту

Найменше осьове зусилля виносу бульби картоплі виникає при розпушуванні ґрунту на структурні агрегати розміром 5-10 мм з коефіцієнтом різнозернистості 5-15. Ступінь подрібнення ґрунту для цих вимог має задовольняти умову:

$$i = K_d \cdot D_{k50H}\,, \tag{6.85}$$

де $K_d$ – коефіцієнт, який залежить від кінцевого розміру структурного агрегату ґрунту після його розпушування; для розмірів структурних агрегатів 5-10 мм $K_d = 200 - 100$ (рис. 6.35);

$D_{k50H}$ – кінцевий розмір структурного агрегату, м.

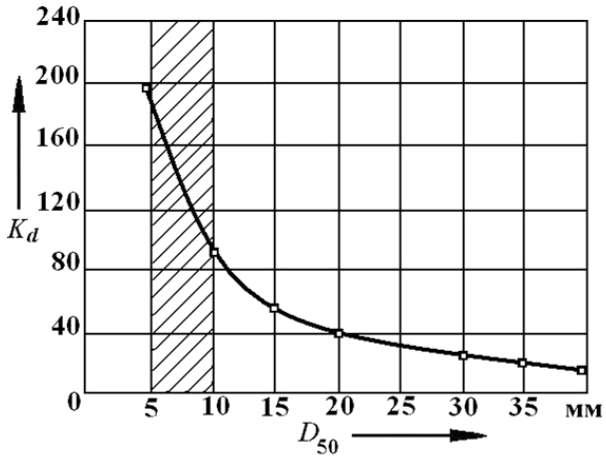


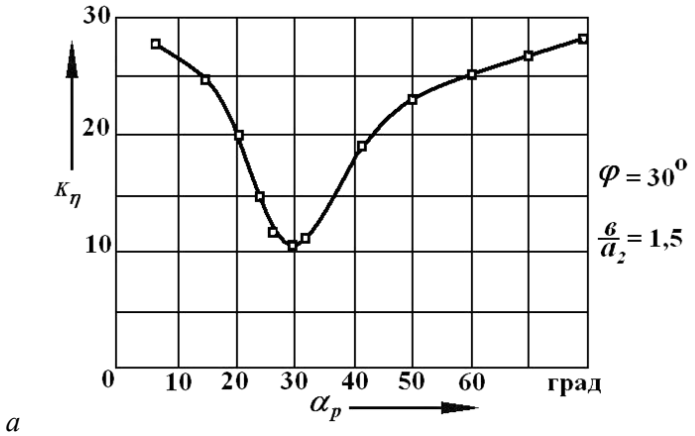

Рис. 6.35. Залежність коефіцієнта $K_d$ від кінцевого розміру структурного агрегату

На коефіцієнт різнозернистості структурних агрегатів ґрунту впливають різні фактори.

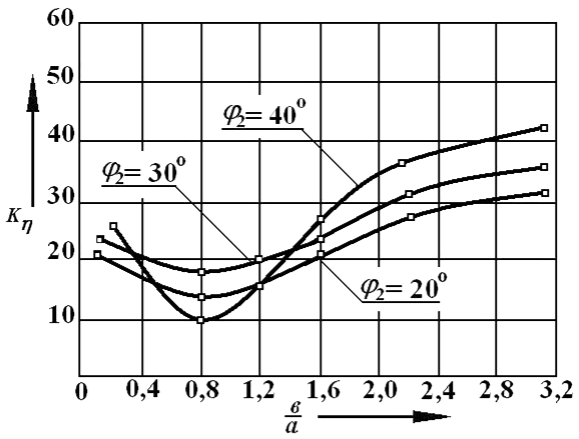
*Кут різання (кришення)* $\alpha_P$ *різального параметра* суттєво впливає на кришення ґрунту, а отже, і на коефіцієнт різнозернистості структурних агрегатів $K_\eta$. Як показали експериментальні дослідження, при зростанні кута кришення з 10 до 20° (рис. 6.36,*а*) коефіцієнт різнозернистості практично не змінюється. Це пояснюється тим, що при $\alpha_P < 20°$, а $\alpha_P < 45° - \varphi_2$ відбувається підрізання шарів ґрунту; кришення ґрунту перебігає за слабкої інтенсивності; коефіцієнт різнозернистості структурних агрегатів становить 25-20. Необхідне кришення ґрунту $\left(K_\eta = 5-15\right)$ відбувається при кутах від 30 до 35°.

Подальше збільшення кута кришення збільшує коефіцієнт різнозернистості $K_\eta$, але при $\alpha_P > 45°$ він практично не змінюється; це пояснюється тим, що напрям ліній ковзання як уздовж, так і впоперек зон деформації ґрунту не змінюється. Таким чином, кут кришення має рівнятися 30-35°.

*Співвідношення ширини робочого органу і глибини розпушування* $в/a$ вважається раціональним, якщо коефіцієнт різнозернистості структурних агрегатів дорівнює 5-15. На рис. 6.36,*б* видно, що для $K_\eta = 9-16$ співвідношення $в/a$ становить 0,4-0,9.




*а*




*б*

Рис. 6.36. Залежність коефіцієнта різнозернистості: *а* – від кута кришення $\alpha_P$; *б* – від відношення $в/a$

Із зростанням $в/a > 0,9$ збільшується коефіцієнт різнозернистості структурних агрегатів і при $в/a = 2,6$ він дорівнює 35. Це підтверджує те, що при розпушуванні ґрунту збільшується кількість крупних розмірів структурних агрегатів, які значно перевищують $D_{k50k} \gg 10$.

Відношення $в/a = 0,6 - 0,9$, за якого $K_\eta = 5 - 15$, було названо *критичним* відношенням. Як показали дослідження, на величину критичного відношення впливають фізико-механічні властивості ґрунту і, зокрема, кут внутрішнього тертя $\varphi_2$. Наприклад, для ґрунту з $\varphi_2 = 40°$ критичне відношення $\frac{в}{a}(kp) = 0,41$; $\varphi_2 = 30° - \frac{в}{a}(kp) = 0,7$; $\varphi_2 = 20°$ критичне відношення – $\frac{в}{a}(kp) = 0,9$. Отримано емпіричну формулу для розрахунку критичного відношення

$$\frac{в}{a}(kp) = 1,28 \cdot e^{-1,7 \cdot \varphi_2}. \qquad (6.86)$$

Ураховуючи, що кут внутрішнього тертя $\varphi_2$ ґрунту знаходиться в межах 25-35°, допустиме значення критичного відношення $\frac{в}{a}(kp) = 0,6 - 0,8$.

*Відношення ширини робочого органу і його висоти* $в/a_2$ для різних ґрунтів при $K_\eta = 5 - 15$ становить $в/a_2 = 1,25 - 3,0$ (рис. 6.36), тобто *критичне відношення.* Воно залежить від кута внутрішнього тертя $\varphi_2$ (рис. 6.37). У результаті досліджень була отримана емпірична формула

$$в/a_2 = 4,1 \cdot e^{-1,7 \cdot \varphi_2}. \qquad (6.87)$$

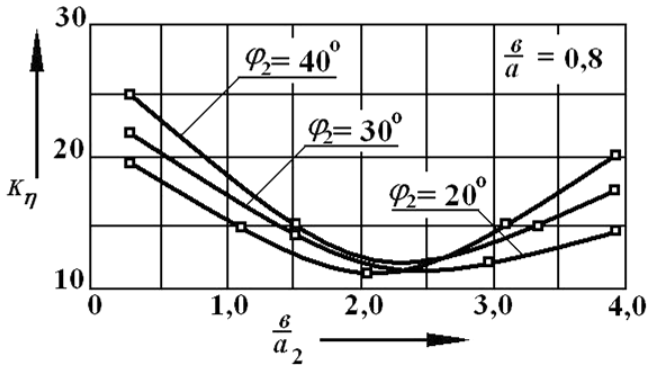



Рис. 6.37. Залежність коефіцієнта різнозернистості структурних агрегатів $K_\eta$ від відношення $в/a$

Для ґрунтів з $\varphi_2 = 25 - 35°$ критичне відношення $\frac{в}{a_2}(kp)$ дорівнює 1,5–2,0.

## 6.7. Основні припущення моделі ґрунту

Модель ґрунту характеризується певними припущеннями. Серед них передусім відзначимо:

1) частки, з яких складається ґрунт, являють собою абсолютно однакові тверді кулі з постійним кутом укладання їх в об'ємі заданої глибини обробітку;

2) Розміри куль малі в порівнянні з розмірами ділянки, яка обробляється, і глибиною обробітку ґрунту;

3) між кулями в точках контакту діють постійні сили зчеплення;

4) рух куль в потоці відбувається за траєкторіями, які перетинаються і являють собою лінії ковзання.

Для розкриття фізичної сутності моделі ґрунту розглянемо положення, на основі яких прийняті перелічені припущення.

***Перше припущення*** (укладання часток).

Величина тиску ґрунту на дно і бокові стінки борозни залежить від характеру укладання часток ґрунту.

Співвідношення між зусиллям *dP*, діючим уздовж осі шару *X*, і боковим зусиллям *dR*, діючим в площині, перпендикулярній осі *X*, залежить від кута укладки $\alpha_0$. У цьому легко переконатися, якщо ґрунт представити у вигляді однорідних куль діаметром $d_{50c}$, які не стискаються і укладені паралельними рядами.

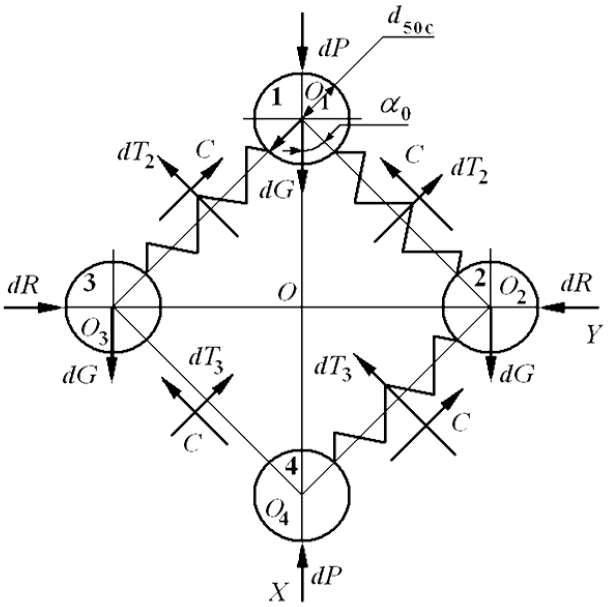



Рис. 6.38. Механізм дії сил між частинками ґрунту

У точках контакту куль діє сила зчеплення часток *C*. Зміна кута укладання часток з $\alpha_1$ до $\alpha_2\,(\alpha_1 < \alpha_2)$ веде до зміщення центра тяжіння куль 1 (рис. 6.38) на величину $\delta_1$, а куль 2 і 3 на $\delta_2$. У цій ситуації зусилля *dP* повинні подолати зсувні зусилля $dT_2$ і $dT_3$.

Використовуючи принцип можливих переміщень системи, складемо рівняння рівноваги

$$(dP + dG + 2dT_2 \cdot \sin\alpha_1)\cdot\delta_1 + (dP - dG + 2dT_3 \cdot \sin\alpha_1)\times \\ \times\delta_1 - 2dR\cdot\delta_2 = 0, \tag{6.88}$$

де $dG$ – елементарна сила тяжіння частки матеріалу.

Елементарні зміщення часток матеріалу можна визначити за допомогою рис. 6.39:

$$0,5\ \delta_1 = 00_1 - 00_1'$$

Беручи до уваги, що $0_1 0_2$ і $0_1 0_2'$ дорівнюють діаметру часток, тобто $0_1 0_2 = 0_1 0_2' = d_{50c}$, а $001 = d_{50c}\cos\alpha_1$, і $00_1' = d_{50c}\cos\alpha_2$, тоді

$$\delta_1 = 2d_{50c}\left(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2\right). \tag{6.89}$$

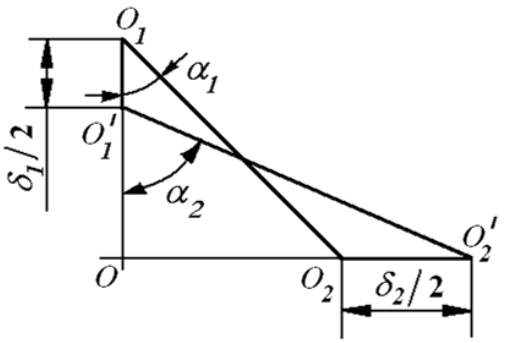



Рис. 6.39. Схема до визначення елементарних зміщень часток

Аналогічно

$$\delta_2 = 2d_{50c}\left(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1\right). \tag{6.90}$$

Підставивши отримані значення елементарних зміщень часток у рівняння рівноваги системи (6.88), остаточно запишемо, що

$$dP\left(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2\right) + \left(dT_3 - dT_2\right)\left(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2\right)\times \\ \times\sin\alpha_1 - dR\left(\sin\alpha_2 - \sin\alpha_1\right) = 0. \tag{6.91}$$

Якщо $\alpha_1 = 0$ і $\alpha_2 = \alpha_0$, тоді $dP\left(1 - \cos\alpha_0\right) - dR0\cdot\sin\alpha_0 = 0.$

Звідси

$$\frac{dP}{dR} = \frac{\sin \alpha_0}{1 - \cos \alpha_0}. \tag{6.92}$$

Аналізуючи формулу (6.85), бачимо, що зі зростанням кута укладання часток $\alpha_0$ зменшується співвідношення осьових *dP* і нормальних *dR* зусиль (табл. 6.5).

Таблиця 6.5. Значення величин відношення *dP*/*dR* залежно від кута укладання часток

| Відношення осьової сили до нормальної | Кут укладання часток $\alpha_0$, град | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
| *dP*/*dR* | 22,9 | 11,4 | 7,6 | 5,67 | 4,51 | 3,73 | 3,17 | 2,75 | 2,41 | 2,15 | 1,92 | 1,73 |

Методика визначення кута укладання часток $\alpha_0$ для реального ґрунту представлена нижче. Пористість фіктивного складу суміші розраховують за формулою Спіхтера (по Федірко П.П., [104])

$$n = 1 - \frac{\pi}{6\left(1 - \cos \alpha_0\right)\sqrt{1 + 2\cos \alpha_0}}. \tag{6.93}$$

З іншого боку, пористість реальної суміші можна вирахувати за загальновідомою формулою (Зеленін А.М., [39])

$$n = 1 - \frac{\gamma}{\Delta(1 + \omega)}, \tag{6.94}$$

де $\Delta$ – питома маса ґрунту, т/м$^3$;

$\gamma$ – об’ємна маса ґрунту, т/м$^3$;

$\omega$ – масова вологість ґрунту, частки.

Прирівнюючи ці два вирази, знайдемо величину укладання часток для реального ґрунту

$$\alpha_0 = \arccos 0,51 + \left\{ 1 + \sqrt[3]{0,5 - 0,172\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega) + \sqrt{5 - 0,34\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega)}} + \right.$$
$$\left. + \sqrt{0,5 - 0,172\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega) - \sqrt{5 - 0,34\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega)}} \right\}. \quad (6.95)$$

Приймаючи, що

$$S_1 = 0,5 - 0,172\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega);$$
$$S_2 = \sqrt{5 - 0,34\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega)},$$

тоді

$$\alpha_0 = \arccos 0,5\left(1 + \sqrt[3]{S_1 + S_2} - \left|\sqrt[3]{S_1 - S_2}\right|\right). \quad (6.96)$$

Виходячи з формули (6.96), із зростанням об'ємної маси ґрунту (а значить, і щільності) збільшується кут укладання часток $\alpha_0$. Отже, кут укладання є функція від об'ємної маси матеріалу $\gamma$.

Коли ґрунт знаходиться в щільному, нерухомому стані, то об'ємна маса максимальна і наближається до свого значення $\gamma_{max}$. Під час руйнування ґрунту різальними робочими органами він розпушується. Об'ємна маса зменшується, наближаючись до другого граничного стану $\gamma_{min}$. Тобто можна зробити припущення: якщо ґрунт перебуває в нерухомому і щільному стані $\gamma = \gamma_{max}$, то в розпушеному $\gamma = \gamma_{min}$.

Беручи до уваги постійність об'ємної маси в щільному, нерухомому стані, кут укладання $\alpha_0$ часток ґрунту є визначеною величиною. Можна зробити припущення і про постійність об'ємної маси в розпушеному стані, тобто кут укладання для цього стану також постійна величина.

На рис. 6.40 можна проаналізувати зміни кута укладання часток ґрунту $\alpha_0$ залежно від співвідношення $\Delta/\gamma$. Враховуючи, що $\frac{\gamma_{max}}{\gamma_{\min}} = K_{p1} \to \frac{\Delta}{\gamma}$ ($K_{p1}$ – коефіцієнт розпушування ґрунту) і $\Delta/\gamma = 1,01 - 1,35$ (для реальних ґрунтів), кут укладання $\alpha_0 = 52 - 48°$.

***Друге припущення*** (розміри часток).

Припущення про малі розміри часток ґрунту порівняно з розмірами ділянки, яка обробляється, і глибиною обробітку ґрунту, не позбавлено підстав.

Середній розмір часток ґрунту звичайно знаходиться в межах 0,0015–0,008 м, що значно менше глибини обробітку ґрунту, не кажучи про розміри ділянки, на якій виконуються роботи. Тому припущення про малі розміри часток матеріалу мають місце.

Оскільки об'ємна маса ґрунту в даному стані зберігає постійність своєї величини, то й питоме зчеплення між частками також постійне.

Прийняте припущення про постійність питомого зчеплення часток дозволяє запропонувати модель зв'язаного ґрунту. Ця модель складається із часток у вигляді однакових абсолютних твердих куль з постійним кутом укладання $\alpha_0$, і в точках контакту їх діють постійні сили зчеплення. Сили зчеплення направлені по нормалях до дотичних, проведених у точках контакту часток. Форма часток ураховується кутом укладання $\alpha_0$.

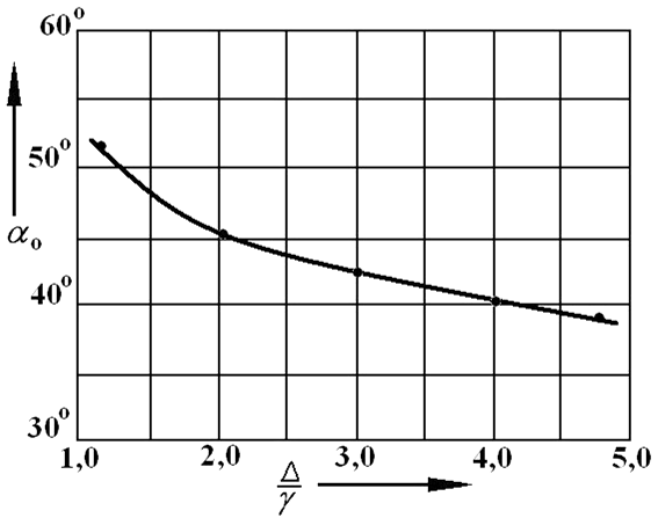



Рис. 6.40. Зміна кута укладання часток матеріалу залежно від співвідношення $\Delta/\gamma$

***Припущення третє*** (постійність сил зчеплення).

Дослідження моделі ґрунту, як суцільного середовища або ідеально сипкого тіла без зчеплення між частками, не дозволяє визначити внутрішнє напруження структурних агрегатів, механізм руйнування

ґрунту на структурні агрегати, опір різанню ґрунту, ступінь подрібнення.

Більшість ґрунтів володіє зчепленням часток. Наявність у ґрунті часток розміром менше 0,01 мм, навіть за незначного зволоження, створює зчеплення між частками за рахунок їх «тимчасової» цементації.

Зчеплення між частками ґрунту поділяється на два види: первинне і вторинне.

*Первинне* зчеплення виникає як наслідок проявлення молекулярних сил вторинної валентності – так званих сил Ван-дер-Ваальса. Цей вид зчеплення може щезнути в результаті роз'єднання часток під якою-небудь зовнішньою дією. Первинне зчеплення залежить від вологості ґрунту.

*Вторинне* зчеплення, обумовлене дією іонних сил у результаті тривалих хімічних, фізико-хімічних і біохімічних процесів за цементації часток, називається зчепленням зміцнення. Такий рід ґрунтів зустрічається в деяких регіонах і не підлягає механічному впливу.

Як показують експериментальні дослідження, для ґрунтів за критичної вагової вологості в суцільному ущільненому середовищі питоме зчеплення часток досягає максимального значення. При цьому об'ємна маса ґрунту максимальна. Значить, між питомим зчепленням часток і об'ємною масою існує прямий зв'язок. За механічної дії ґрунт із щільного стану переходить в розпушений. Об'ємна маса зменшується.

***Припущення четверте*** (рух по траєкторіях, які перетинаються і являють собою лінії ковзання).

Перед початком руйнування металевих зразків при досягненні напруженням "критичної точки" на полірованій поверхні даного зразку з'являються лінії. Ці лінії нахилені до осі досліджуваного зразка під деяким кутом. Вони відомі під назвою лінії Людерса-Чернова. Зростання напружень за критичною точкою викликає появу нових ліній, які, як і перші, мають нахил до осі бруска зразка під тим самим кутом. Лінії Людерса-Чернова є лініями зсуву, «смугами ковзання». Поява цих ліній характерна не тільки для металів, а і для всіх матеріалів, зокрема, як наголошують професори Kendall, Brigs, Renman, для сипких (зв'язаних і незв'язаних) матеріалів.

До таких середовищ можна віднести і ґрунти.

Поява ліній Людерса-Чернова відповідає моменту переходу тіла з твердого стану в пластичний або для сипкого матеріалу – моменту його переходу з гранично напруженого стану в розпушений, і навпаки.

Відомо, що будь-яке тверде тіло володіє властивим тільки йому розташуванням кристалографічної решітки, а сипкий матеріал – певними фізико-механічними властивостями. Кути, які створюють площини ковзання, цілком природно, для різних матеріалів різні. Для кожного матеріалу існує певний кут нахилу ліній ковзання до горизонталі. Як показали численні дослідження, цей кут для твердих і дуже зв'язаних сипких матеріалів визначається залежністю

$$b_u = 45° + 0,5\varphi_2, \tag{6.97}$$

де $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя матеріалу.

Для сипкого матеріалу

$$b_u = 90° - (\alpha_0 + \varphi_1 + \varphi_2), \tag{6.98}$$

де $\varphi_1$ – кут зовнішнього тертя;

$\alpha_0$ – кут укладання часток.

Для сипких зв'язаних матеріалів, а відповідно і для ґрунтів, формула має бути перетворена з урахуванням параметрів укладання дискретних часток, кутів внутрішнього і зовнішнього тертя, питомого зчеплення часток, оскільки рух такого роду матеріалів підлягає законам сухого тертя і напівсухого (проміжного), тобто між сухим тертям і рухом в'язкої рідини.

У процесі різання ґрунту робочими органами копачів відбувається ковзання часток по поверхнях сколення, у зонах деформації – вздовж і впоперек. Ці рухи супроводжуються тертям між прилеглими поверхнями.

## 6.8. Сили, що діють на елемент шару ґрунту

На рис. 6.41 зображена схема елемента шару ґрунту. Шар складається з трьох рядів часток: верхнього 1, проміжного 2, нижнього 3. Частки ґрунту мають зчеплення між собою, сила якого дорівнює *dC*. На верхній ряд часток діє осьова сила зчеплення *P*. З боку нижніх шарів

виникає сила $Q$, направлена проти дії осьової сили зчеплення. Частки володіють елементарною масою $dG$. Частки проміжного шару 2, діючи на частки верхнього і нижнього шарів, «розсувають» їх. При виклинюванні часток 2 реакції $R_{1,2}$ і $R_{3,2}$ відхиляються від нормалі до часток на кут внутрішнього тертя $\varphi_2$ в бік зростання кута укладання часток $\alpha_0$. У точці контакту частки 2 з площадкою сколення реакція $R_{4,2}$ також відхиляється від нормалі до площадки на кут $\varphi_2$.

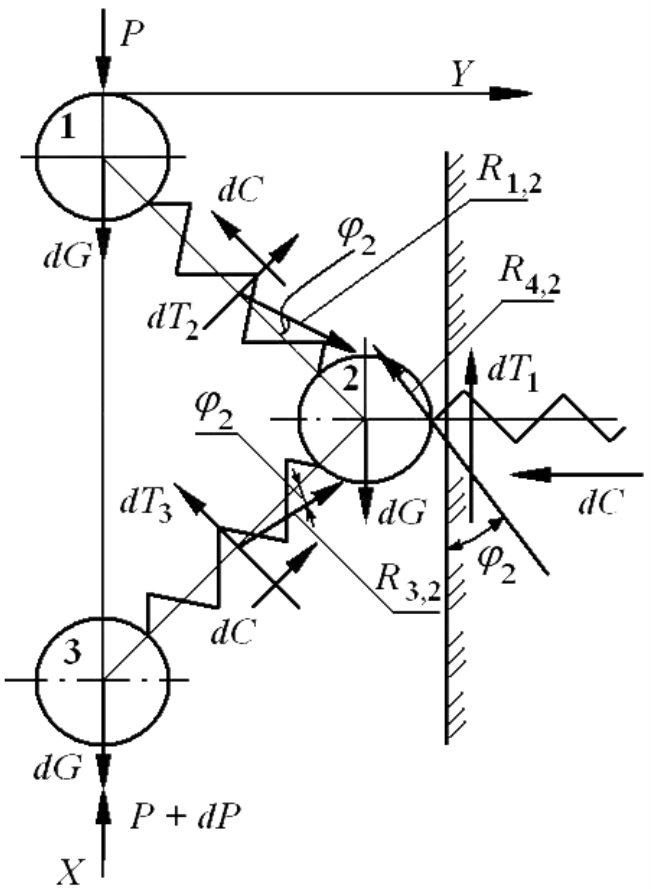



Рис. 6.41. Схема сил, діючих на елемент шару ґрунту на площадці сколення

Для визначення реакцій $R_{1,2}$, $R_{3,2}$, $R_{4,2}$, діючих на елементарну частку 2, складаємо рівняння рівноваги сил і моментів відносно осей вибраної системи координат:

$$\begin{cases} \Sigma x = 0, & R_{1,2}\cos(\varphi_2+\alpha_0) - R_{3,2}\cos(\varphi_2+\alpha_0) - R_{4,2}\sin\varphi_2 + dG = 0; \\ \Sigma y = 0, & R_{1,2}\sin(\varphi_2+\alpha_0) + R_{3,2}\sin(\varphi_2+\alpha_0) - R_{4,2}\cos\varphi_2 = 0; \\ \Sigma M_2 = 0, & (R_{1,2} - R_{3,2})\sin\varphi_2 - R_{4,2}\sin\varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (6.99)$$

або

$$R_{1,2} - R_{3,2} - R_{4,2} = 0$$

Вирішуємо дану систему рівнянь через детермінанти. Визначаємо детермінант 3-го порядку системи за «правилом Саррюса»:

$$D = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_2+\alpha_0) & -\cos(\varphi_2+\alpha_0) & -\sin\varphi_2 \\ \sin(\varphi_2+\alpha_0) & \sin(\varphi_2+\alpha_0) & -\cos\varphi_2 \\ 1 & -\cos\varphi_2 & -1 \end{vmatrix} = \quad (6.100)$$
$$= 2\sin(\varphi_2+\alpha_0)\left[\sin\varphi_2 - \cos(\varphi_2+\alpha_0)\right].$$

Якщо детермінант системи $Д \neq 0$, то система визначена, отже, вона має один розв'язок: корені $R_i$ виражаються формулами Крамера:

$$R_{1,2} = \frac{D_{1,2}}{D}; \quad R_{3,2} = \frac{D_{3,2}}{D}; \quad R_{4,2} = \frac{D_{4,2}}{D};$$
$$D_{1,2} = \begin{vmatrix} -dG & -\cos(\varphi_2+\alpha_0) & -\sin\varphi_2 \\ 0 & \sin(\varphi_2+\alpha_0) & -\cos\varphi_2 \\ 0 & -1 & -1 \end{vmatrix} = \quad (6.101)$$
$$= dG\left[\cos\varphi_2 + \sin(\varphi_2+\alpha_0)\right];$$

$$D_{3,2} = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_2+\alpha_0) & -dG & -\sin\varphi_2 \\ \sin(\varphi_2+\alpha_0) & 0 & -\cos\varphi_2 \\ 1 & 0 & -1 \end{vmatrix} = dG\left[\cos\varphi_2 - \sin(\varphi_2+\alpha_0)\right]; \quad 6.102)$$

$$D_{4,2} = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_2+\alpha_0) & -\cos(\varphi_2+\alpha_0) & -dG \\ \sin(\varphi_2+\alpha_0) & \sin(\varphi_2+\alpha_0) & 0 \\ 1 & -1 & 0 \end{vmatrix} = dG\sin(\varphi_2+\alpha_0). \quad (6.103)$$

Тоді

$$R_{1,2} = \frac{dG\left[\cos\varphi_2 + \sin(\varphi_2+\alpha_0)\right]}{2\sin(\varphi_2+\alpha_0)\left[\sin\varphi_2 - \cos(\varphi_2+\alpha_0)\right]}; \quad (6.104)$$

$$R_{3,2} = \frac{dG\left[\cos\varphi_2 + \sin(\varphi_2+\alpha_0)\right]}{2\sin(\varphi_2+\alpha_0)\left[\sin\varphi_2 - \cos(\varphi_2+\alpha_0)\right]}; \quad (6.105)$$

$$R_{4,2} = \frac{dG}{\left[\sin\varphi_2 - \cos\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)\right]}. \tag{6.106}$$

Визначаємо співвідношення між осьовими силами зчеплення $Q$ та $P$. Згідно з рис. 6.41, маємо, що

$$\begin{cases} \left(dQ - dG\right)\cos^2\alpha_0 + dT_3\sin\alpha_0 = R_{3,2}\cos\left(\varphi_2 - \alpha_0\right); \\ \left(dP - dG\right)\cos^2\alpha_0 + dT_2\sin\alpha_0 = R_{1,2}\cos\left(\varphi_2 - \alpha_0\right). \end{cases} \tag{6.107}$$

Враховуючи, що сили зсуву

$$\begin{aligned} dT_3 &= R_{3,2}\cdot\sin\varphi_2 + dC; \\ dT_2 &= R_{1,2}\cdot\sin\varphi_2 + dC, \end{aligned} \tag{6.108}$$

з отриманих рівнянь визначаємо осьові сили зчеплення:

$$dQ = \frac{R_{3,2}\left[\cos\left(\varphi_2 + \alpha_0\right) - \sin\varphi_2\cdot\sin\alpha_0\right] - dC\cdot\sin\alpha_0 + dG\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_0}; \tag{6.109}$$

$$dP = \frac{R_{1,2}\left[\cos\left(\varphi_2 + \alpha_0\right) - \sin\varphi_2\cdot\sin\alpha_0\right] + dC\cdot\sin\alpha_0 + dG\cos^2\alpha_0}{\cos^2\alpha_0}. \tag{6.110}$$

Співвідношення між осьовими силами становить

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{dP} &= \frac{Q}{P} = \\ &= \frac{R_{3,2}\left[\cos\left(\varphi_2 + \alpha_0\right) - \sin\varphi_2\sin\alpha_0\right] - dC\sin\alpha_0 + dG\cos^2\alpha_0}{R_{3,2}\left[\cos\left(\varphi_2 + \alpha_0\right) - \sin\varphi_2\sin\alpha_0\right] + dC\sin\alpha_0 + dG\cos^2\alpha_0}. \end{aligned} \tag{6.111}$$

Елементарна сила зсуву буде дорівнювати

$$dT_1 = R_{4,2}sin\varphi_2 + dC\,. \tag{6.112}$$

Підставляючи значення реакцій $R_{1,2}$, $R_{3,2}$ і $R_{4,2}$ у формули елементарних сил зсуву $dT_1$, $dT_2$ і $dT_3$, отримаємо їх значення:

$$dT_1 = \frac{dG}{\sin\varphi_2 - \cos\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)} + dC; \tag{6.113}$$

$$dT_2 = \frac{dG\sin\varphi_2\left[\cos\varphi_2 + \sin\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)\right]}{2\sin\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)\left[\sin\varphi_2 - \cos\varphi_2\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)\right]} + dC; \qquad (6.114)$$

$$dT_3 = \frac{dG\sin\varphi_2\left[\cos\varphi_2 + \sin\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)\right]}{2\sin\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)\left[\sin\varphi_2 - \cos\varphi_2\left(\varphi_2 + \alpha_0\right)\right]} + dC. \qquad (6.115)$$

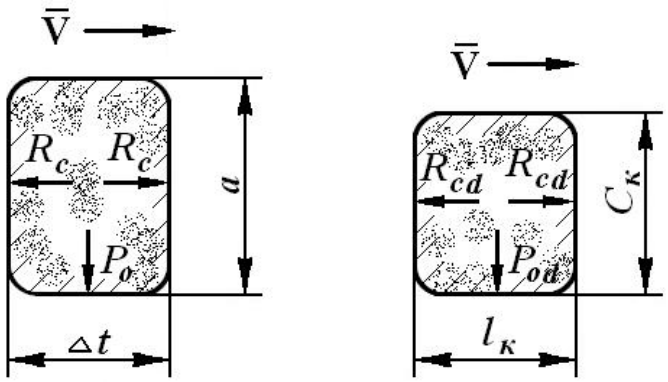
## 6.9. Напруження, які виникають під час обробітку ґрунту

***Випадок: ґрунт суцільне середовище.*** При різанні ґрунту різальними периметрами (лемішами) відбувається зняття стружки довжиною $\Delta t$ (рис. 6.42,*а*). Щоб сформувати стружку розміром $в_з \cdot a \cdot \Delta t$ ($в_з$ – приведена ширина різального периметра, м; $a$ – товщина стружки, м; $\Delta t$ – довжина сколу стружки, м), необхідно подолати внутрішнє напруження $G$. Внутрішнє напруження, яке виникає при сколюванні стружки ґрунту лемешем, можна представити у вигляді виразу

$$G = \frac{R_c}{в_з \cdot a}, \qquad (6.116)$$

де $R_c$ – результуюча сила зчеплення часток ґрунту на довжині $\Delta t$;

$в_з \cdot a$ – переріз стружки, що знімається, м$^2$.




*а* *б*

Рис. 6.42. Сили внутрішнього зчеплення часток ґрунту: *а* – сколеної стружки; *б* – структурного агрегату

$$R_c = \frac{P_0\left(1 - \cos\alpha_0\right)}{\sin\alpha_0}, \qquad (6.117)$$

де $P_0$ – результуюча осьова сила зчеплення часток ґрунту сколеної стружки, кН;

$\alpha_0$ – кут укладання часток ґрунту, град.

Виділяємо елементарний шар часток ґрунту товщиною $\Delta x$ (рис. 6.43), який складається з комбінації часток 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, … $n_{t-2}$, $n_t$, $n_{t+1}$.

Товщина шару

$$\Delta x = 2d_{50c} \cdot \cos\alpha_0. \tag{6.118}$$

Довжина одного виділеного сполученого елемента

$$\Delta y = 2d_{50c} \cdot \sin\alpha_0, \tag{6.119}$$

де $d_{50c}$ – розмір часток скелета ґрунту, які становлять 50 % за масою, м.

Кількість елементів по довжині $\Delta t$, ширині $в_з$ і висоті $a$ відповідно становить:

$$n_t = \frac{\Delta t}{d_{50c}\left(1+2\sin\alpha_0\right)}; \tag{6.120}$$

$$n_в = \frac{в_з}{d_{50c}\left(1+2\sin\alpha_0\right)}; \tag{6.121}$$

$$n_a = \frac{a}{d_{50c}\left(1+2\sin\alpha_0\right)}. \tag{6.122}$$

У сполучних елементах між частками (рис. 6.43) діють сили їх зчеплення $dC$. Частки мають елементарні маси. Від кожного сполучного елемента на наступний шар часток ґрунту діють елементарні осьові сили зчеплення ($dP_3, dP_6, dP_9, ..., dP_{nt}$), які впливають на наступні шари. У місцях сполучення часток виникають сили зсуву від зчеплення $dT_1$, $dT_2$, $dT_3$.

Визначаємо елементарні осьові сили зчеплення: $dP_3$, $dP_6$, $dP_9$, $dP_{nt}$ Згідно з рис. 6.43, отримаємо:

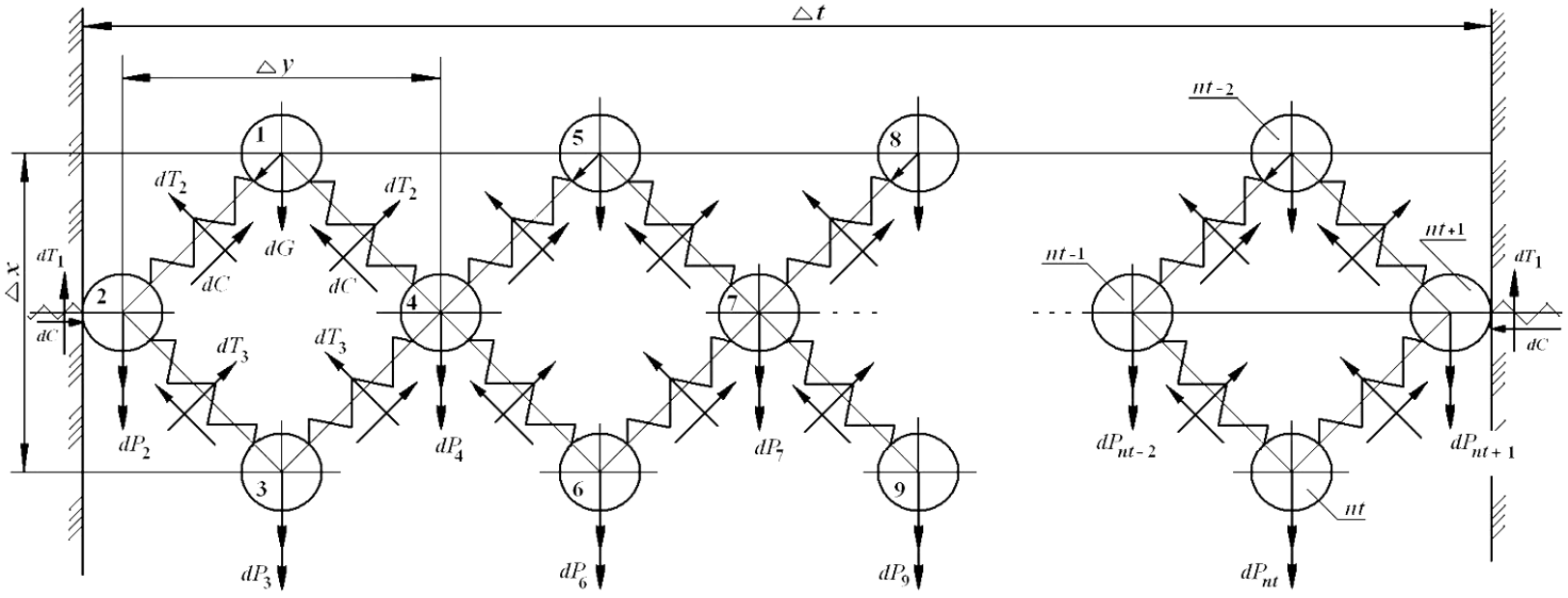



Рис. 6.43. Механізм взаємодії часток ґрунту в сколотій стружці ґрунту по довжині сколення $\Delta t$

$$dP_3 = dG + 2dP_2 \cdot \cos^2 \alpha_0 + dP_4 \cdot \cos^2 \alpha_0 - 2dC \times \\ \times \cos \alpha_0 - 2dT_3 \cdot \sin \alpha_0; \quad (6.123)$$

$$dP2 = dG + 2dT_1 + dG \cdot \cos^2 \alpha_0 - 2dC \cdot \cos \alpha_0 - dT_3 2 \cdot \sin \alpha_0; \quad (6.124)$$

$$dP_4 = dG - dT_1 + 2dG \cdot \cos^2 \alpha_0 - 2dC \cdot \cos \alpha_0 - 2dT_2 \cdot \sin \alpha_0. \quad (6.125)$$

Підставляючи значення рівнянь (6.124) і (6.125) у формулу (6.123), будемо мати, що

$$dP_3 = dG + 3dG\left(\cos^2 \alpha_0 + \cos^4 \alpha_0\right) - 3dT_1 \cos^2 \alpha_0 - \\ -3dT_2 \cos^2 \alpha_0 \cdot \sin \alpha_0 - 2dT_3 \sin \alpha_0 - dC\left(2\cos \alpha_0 + 3\cos^3 \alpha_0\right); \quad (6.126)$$

$$dP_6 = dG + dP_4 \cdot \cos^2 \alpha_0 + dP_7 \cdot \cos^2 \alpha_0 - 2dT_3 \cdot \sin \alpha_0 - 2dC \cdot \cos \alpha_0. \quad (6.127)$$

Враховуючи, що $dP_4 = dP_7$,

$$dP_6 = dG + 2dG\left(\cos^2 \alpha_0 + 2\cos^4 \alpha_0\right) - 2dT_1 \cos \alpha_0 - \\ -4dT_2 \cos^2 \alpha_0 \sin \alpha_0 - 2dT_3 \sin \alpha_0 - 2dC\left(\cos \alpha_0 + 2\cos^3 \alpha_0\right); \quad (6.128)$$

$$dP_3 = dP_{nt}; \quad (6.129)$$

$$dP_6 = dP_9 = \ldots = dP_{nt-3}. \quad (6.130)$$

Розглянемо другий шар по висоті $a$:

$$dP_{32} = dG + 3dP_3\left(\cos^2 \alpha_0 + \cos^4 \alpha_0\right) - 3dT_1 \cos \alpha_0 - \\ -3dT_2 \cos^2 \alpha_0 \sin \alpha_0 - 2dT_3 \sin \alpha_0 - dC\left(2\cos \alpha_0 + 3\cos^3 \alpha_0\right). \quad (6.131)$$

Підставляючи значення $dP_3$ у формулу (6.131), обчислимо, що

$$dP_{32} = dG\left[1 + 3\left(\cos^2 \alpha_0 + \cos^4 \alpha_0\right) + 3^2\left(\cos^2 \alpha_0 + \cos^4 \alpha_0\right)^2\right] - \\ -\left(1 + 3\cos^2 \alpha_0 + 3\cos^4 \alpha_0\right)3dT_1 \cos^2 \alpha_0 + \\ +3dT_2 \cos^2 \alpha_0 \cdot \sin \alpha_0 + 2dT_3 \sin \alpha_0 + dC\left(2\cos \alpha_0 + 3\cos^3 \alpha_0\right); \quad (6.132)$$

$$dP_{62} = dG + 2dP_6\left(\cos^2 \alpha_0 + 2\cos^4 \alpha_0\right) - 2dT_1 \cos \alpha_0 - \\ -4dT_2 \cos^2 \alpha_0 \sin \alpha_0 - 2dT_3 \sin \alpha_0 - 2dC\left(\cos \alpha_0 + 2\cos^3 \alpha_0\right). \quad (6.133)$$

Або після підстановки значення $dP_6$ –

$$dP_{62} = dG\left[1+2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)+2^2(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0)^2\right]- \\ -\left(1+2\cos^2\alpha_0+4\cos^4\alpha_0\right)\times\left[2dT_1\cos\alpha_0+\right. \\ \left.+4dT_2\cos^2\alpha_0\sin\alpha_0+2dT_3\sin\alpha_0+2dC\left(\cos\alpha_0+2\cos^3\alpha_0\right)\right]; \quad (6.134)$$

$$dP_{32} = dP_{nt2}; \quad (6.135)$$

$$dP_{62} = dP_{92} = dP_{(nt-3)2}. \quad (6.136)$$

Третій шар по висоті *a*.

$$dP_{33} = dG\left[1+3\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)+3^2\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^2+\right. \\ \left.+3^3\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^3\right]-\left[1+3\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)\times\right. \\ \left.\times\left(1+3\cos^2\alpha_0+3\cos^4\alpha_0\right)\right]\cdot\left[3dT_1\cos^2\alpha_0+3dT_2\cos^2\alpha_0\times\right. \\ \left.\times\sin\alpha_0+2dT_3\sin\alpha_0+dC\left(2\cos\alpha_0+3\cos^3\alpha_0\right)\right]; \quad (6.137)$$

$$dP_{63} = dG\left[1+2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)+2^2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^2+\right. \\ \left.+2^3\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^3\right]-\left[1+2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)\times\right. \\ \left.\times\left(1+2\cos^2\alpha_0+4\cos^4\alpha_0\right)\right]\cdot\left[2dT_1\cos\alpha_0+4dT_2\cos^2\alpha_0+\right. \\ \left.+2dT_3\sin\alpha_0+2dC\left(\cos\alpha_0+2\cos^3\alpha_0\right)\right]; \quad (6.138)$$

$$dP_{33} = dP_{nt3}; \quad (6.139)$$

$$dP_{63} = dP_{93} = dP_{(nt-3)3}, \quad (6.140)$$

де *n* – елементарний шар по висоті *a*:

$$dP_{n3} = dG\left[1+3\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)+3^2\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^2+\right. \\ +3^3\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^3+3^4\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^4+\ldots+ \\ \left.+3^n\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^n\right]-\left[1+3\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)+\right. \\ +3^2\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^2+3^3\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^3+\ldots+ \\ +3^{n-3}\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^{n-3}+3^{n-2}\left(\cos^2\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right)^{n-2}\times \\ \left.\times\left(1+3\cos^2\alpha_0+3\cos^4\alpha_0\right)\right]\cdot\left[3dT_1\cos^2\alpha_0+3dT_2\cdot\cos^2\alpha_0+\right. \\ \left.+2dT_3\sin\alpha_0+dC\left(2\cos\alpha_0+3\cos^3\alpha_0\right)\right]. \quad (6.141)$$

$$dP_{6n} = dG\Big[1+2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)+2^2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^2+$$
$$+2^3\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^3+2^4\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^4+\ldots+$$
$$+2^n\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^n\Big]-\Big[1+2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)+$$
$$+2^2\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^2+\ldots+2^{n-3}\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^{n-3}+ \quad (6.142)$$
$$+2^{n-2}\left(\cos^2\alpha_0+2\cos^4\alpha_0\right)^{n-2}\left(1+2\cos^2\alpha_0+4\cos^4\alpha_0\right)\Big]\times$$
$$\times\Big[2dT_1\cos^2\alpha_0+4dT_2\cos^2\alpha_0\sin\alpha_0+2dT_3\sin\alpha_0+$$
$$+2dC\left(\cos\alpha_0+2\cos^3\alpha_0\right)\Big];$$

$$dP_{3n} = dP_{nnt}; \quad (6.143)$$

$$dP_{6n} = dP_{\partial} = \ldots = dP_{(n-3)n}. \quad (6.144)$$

Введемо позначення:

$$3dT_1\cos^2\alpha_0+3dT_2\cos^2\alpha_0+2dT_3\sin\alpha_0+dC\left(2\cos\alpha_0+3\cos^3\alpha_0\right)=$$
$$=dG\left\{A+dCdG^{-1}\left[3\cos^2\alpha_0\cdot\left(1+\sin\alpha_0\right)+\cos\alpha_0\cdot\left(2+3\cos^3\alpha_0\right)\right]\right\}; \quad (6.145)$$

$$A=\left\{6\sin^2\varphi_2\cos^2\alpha_0\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)+\left[\sin\varphi_2\cos\varphi_2+\sin\varphi_2\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)\right]\times\right.$$
$$\left.\times\left(2+3\cos^2\alpha_0\right)\sin\varphi_2\sin\alpha_0\right\}\Big/\left[2\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)\left(\sin^2\varphi_2-\sin\varphi_2\cos\varphi_2\right)\right]; \quad (6.146)$$

$$2dT_1\cos^2\alpha_0-4dT_2\cos^2\alpha_0\sin\alpha_0+2dT_3\sin\alpha_0+$$
$$+2dC\left(\cos\alpha_0+2\cos^3\alpha_0\right)=$$
$$=dG\left\{A_1+2dCdG^{-1}\left[\cos^2\alpha_0\left(1+2\sin\alpha_0\right)+\right.\right. \quad (6.147)$$
$$\left.\left.+\sin\alpha_0+\cos\alpha_0\left(1+2\cos^2\alpha_0\right)\right]\right\};$$

$$A_1=\left\{2\sin\varphi_2\cos^2\alpha_0\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)+\left[\cos\varphi_2+\sin\varphi_2\left(\varphi_2+\alpha_0\right)\right]\times\right.$$
$$\left.\times\left(1+2\cos^2\alpha_0\right)\sin\varphi_2\sin\alpha_0\right\}\Big/\left\{\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)\left[\sin\varphi_2-\cos\left(\varphi_2+\alpha_0\right)\right]\right\}, \quad (6.148)$$

де $A$ і $A_1$ – аналітичні коефіцієнти, які залежать від кутів внутрішнього тертя і укладання часток відповідно.

Припустимо, що

$$K_1 = 1 + 3\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right) + 3^2\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^2 + \\ + 3^3\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^3 + \ldots + 3^{n-1}\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^{n-1} + \\ + 3^n\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right) = 1 + 10^{a_0} + 10^{2a_0} + 10^{3a_0} + \ldots + \\ + 10^{(n_{кр}-1)a_0} + 10^{n_{кр}a_0}, \tag{6.149}$$

де

$$a_0 = \lg 3\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right); \tag{6.150}$$

$n_{кр}$ – критичний ступінь.

$$K_2 = 1 + 3\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right) + 3^2\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^2 + \\ + 3^3\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^3 + \ldots + 3^{n-3}\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^{n-3} + \\ + 3^{n-2}\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^{n-2}\left(1 + 3\cos^2\alpha_0 + 3\cos^4\alpha_0\right) = \\ = 1 + 10^{a_0} + 10^{2a_0} + 10^{3a_0} + \ldots + 10^{(n_{кр}-3)a_0} + 10^{(n_{кр}-2)a_0} \times \\ \times\left(1 + 3\cos^2\alpha_0 + 3\cos^4\alpha_0\right); \tag{6.151}$$

$$K_3 = 1 + 2\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right) + 2^2\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^2 + \\ + 2^3\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^3 + \ldots + 2^{n-1}\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^{(n-1)} + \\ + 2^n\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right)^n = 1 + 10^{в_0} + 10^{2в_0} + 10^{3в_0} + \ldots + 10^{n_{кр}в_0}, \tag{6.152}$$

де

$$в_0 = \lg 2\left(\cos^2\alpha_0 + \cos^4\alpha_0\right); \tag{6.153}$$

$$K_4 = 1 + 2\left(\cos^2\alpha_0 + 2\cos^4\alpha_0\right) + 2^2\left(\cos^2\alpha_0 + 2\cos^4\alpha_0\right)^2 + \\ + 2^3\left(\cos^2\alpha_0 + 2\cos^4\alpha_0\right)^3 + \ldots + 2^{(n-3)}\left(\cos^2\alpha_0 + 2\cos^4\alpha_0\right)^{(n-3)} + \\ + 2^{(n-2)}\left(\cos^2\alpha_0 + 2\cos^4\alpha_0\right)^{(n-2)}\left(1 + 2\cos^2\alpha_0 + 4\cos^4\alpha_0\right) = \\ = 1 + 10^{в_0} + 10^{2в_0} + 10^{3в_0} + \ldots + 10^{(n_{кр}-3)в_0} + 10^{(n_{кр}-2)в_0} \times \\ \times\left(1 + 2\cos^2\alpha_0 + 4\cos^4\alpha_0\right); \tag{6.154}$$

$$t_1 = 3\cos^2\alpha_0\left(1 + \sin\alpha_0\right) + 2\sin\alpha_0 + \cos\alpha_0\left(2 + 3\cos^2\alpha_0\right); \tag{6.155}$$

$$t_2 = \cos^2\alpha_0\left(1 + \sin\alpha_0\right) + \sin\alpha_0 + \cos\alpha_0\left(2 + 3\cos^2\alpha_0\right). \tag{6.156}$$

Враховуючи наведені позначення, елементарні осьові сили зчеплення становитимуть:

$$dP_{3n} = dG\left[K_1 - K_2\left(A + dC \cdot dG^{-1} \cdot t_1\right)\right]; \quad (6.157)$$

$$dP_{6n} = dP_{9n} = \ldots = dP_{(nt-3)n} = dG\left[K_3 - K_4\left(A_1 + dC \cdot dG^{-1} \cdot t_2\right)\right]; \quad (6.158)$$

Результуюча осьова сила зчеплення дорівнює

$$P_0 = 4dP_{3n} + \left(n_1 - 2\right)dP_{6n} + \left(n_в - 2\right)\left[2dP_{3n} + \left(n_1 - 2\right)dp_{6n}\right]. \quad (6.159)$$

Ураховуючи, що величини $2dP_{3n}$ і $4dP_{3n}$ малі, а $n_t \neq n_в \gg 2$, то

$$P_0 = n_1 \cdot dP_{6n} + n_в \cdot n_1 \cdot dP_{6n} = n_1 \cdot dP. \quad (6.160)$$

Підставляємо величину (6.158) у рівність (6.160) і отримаємо, що

$$P_0 = dG \cdot Dt\left[K_3 - K_4\left(A_1 + dC \cdot dG^{-1} \cdot t_2\right)\right] \cdot \left[d_{50c}\left(1 + 2sina_0\right) + в_3\right]. \quad (6.161)$$

У разі введення позначення

$$dC \cdot dG^{-1} = \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} = \frac{C_{пз}}{9,81 \cdot h_{здв} \cdot \gamma_p} \quad \text{і} \quad dG = \frac{9,81\pi d_{50c}^3}{6} \cdot \Delta,$$

де $C_{пз}$ – питоме зчеплення часток, кН/м$^2$;

$h_{здв}$ – висота верхнього кільця приладу зсуву; $h_{здв} = 0,025$ м;

$\pi = 3,14$;

$\Delta$ – питома маса часток, т/м$^3$,

залежність (6.161) прийме вигляд

$$P_0 = \frac{9,81\pi d_{50c}^3 \cdot \Delta}{6} \cdot \Delta t\left[K_3 - K_4\left(A_1 + \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} \cdot t_2\right)\right] \times \\ \times\left[d_{50c}\left(1 + 2\sin\alpha_0\right) + в_з\right]. \quad (6.162)$$

Результуюча сила зчеплення часток ґрунту на довжині $\Delta t$

$$R_c = \frac{9,81\pi d_{50c}^3 \cdot \Delta\left(1-\cos\alpha_0\right)}{6\sin\alpha_0} \cdot \Delta t \left[ K_3 - K_4 \left( A_1 + \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} \cdot t_2 \right) \right] \times$$
$$\times \left[ d_{50c} \left(1+2\sin\alpha_0\right) + в_з \right]. \qquad (6.163)$$

Тоді внутрішнє напруження дорівнюватиме

$$\Delta t = \frac{G^2 \cdot K_L}{2K_p \cdot E_v \cdot G^2},$$
$$G = \frac{9,81\pi d_{50c}^3 \cdot \Delta\left(1-\cos\alpha_0\right)}{6 \cdot в_з \cdot a \cdot \sin\alpha_0} \cdot \Delta t \left[ K_3 - K_4 \left( A_1 + \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} \cdot t_2 \right) \right] \times \qquad (6.164)$$
$$\times \left[ d_{50c} \left(1+2\sin\alpha_0\right) + в_з \right],$$

або, підставивши значення отримаємо, що

$$G = \frac{12 в_з a \sin\alpha_0}{9,81\pi d_{50c}^3 \Delta\left(1-\cos\alpha_0\right)\left[ K_3 - K_4 \left( A_1 + \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} t_2 \right) \right]\left[ d_{50c}\left(1+2\sin\alpha_0\right) + в_з \right]} + \qquad (6.165)$$
$$+ \sqrt{\frac{1,44 в_з^2 a^2 \sin^2\alpha_0 \cos(\alpha_p+\varphi_2) K_L}{\pi^2 d_{50c}^6 \Delta^2 \left(1-\cos\alpha_0\right)^2 \left[ K_3 - K_4 \left( A_1 + \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} t_2 \right) \right]^2 \left[ d_{50c}\left(1+2\sin\alpha_0\right) + в_з \right]^2} + \frac{2K_p E_v}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right) K_L}}.$$

Ввівши позначення

$$D = \frac{9,81\pi d_{50c}^3 \cdot \Delta\left(1-\cos\alpha_0\right)}{6\sin\alpha_0} \cdot \left[ K_3 - K_4 \left( A_1 + \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} t_2 \right) \right] \times \qquad (6.166)$$
$$\times \left[ d_{50c} \left(1+2\sin\alpha_0\right) + в_з \right],$$

остаточно отримаємо

$$G = \frac{1}{2D\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right) \cdot K_L} + \qquad (6.167)$$
$$+ \sqrt{\frac{1}{4D^2\cos^2\left(\alpha_p+\varphi_2\right) \cdot K_L^2} + \frac{2K_p E_v}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right) \cdot K_L}}.$$

***Випадок: ґрунт має початковий ступінь подрібнення.*** Внутрішнє напруження структурного агрегату визначали за формулою (6.165). Але

$$D = \frac{9,81\pi d_{50c}^3 \cdot \Delta\left(1-\cos\alpha_0\right)}{6\sin\alpha_0} \cdot \left[ K_3 - K_4 \left( A_1 + \frac{C_{пз}}{0,25\gamma} \cdot t_2 \right) \right] \times$$
$$\times \left[ d_{50c} \left(1+2\sin\alpha_0\right) + D_{k50H} \right], \qquad (6.168)$$

де $D_{k50H}$ – початковий розмір структурного показника, м;

$$D_{k50H} = \frac{\sqrt[3]{в_з \cdot a \cdot K_L}}{i_0}. \qquad (6.169)$$

## 6.10. Методика розрахунку ступеня подрібнення ґрунту

### *6.10.1. Ступінь подрібнення ґрунту різальним периметром*

***Випадок: ґрунт суцільне середовище.*** Ступінь подрібнення ґрунту різальним периметром дорівнює (рис. 6.44)

$$i_1 = \frac{U_0}{U_1}, \qquad (6.170)$$

де $U_0$ – об'єм подрібненого ґрунту на одиницю довжини різального периметра, м$^3$;

$U_1$ – кінцевий об'єм структурних агрегатів після різання різальним периметром, м;

$$U_0 = a \cdot в_з \cdot K_L; \qquad (6.171)$$

$$U_1 = a \cdot в_з \cdot \Delta t \cdot \frac{1}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)}, \qquad (6.172)$$

де $\Delta t$ – довжина сколення стружки різальним периметром, м;

$\alpha_p$ – кут різання, град;

$\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту, град.

Для визначення довжини сколення стружки $\Delta t$ використаємо роботу, яка витрачається на подрібнення (сколювання),

$$A = P_{p1} \cdot \Delta t \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_p + \varphi_2)}, \qquad (6.173)$$

де $P_{p1}$ – дотична, яка є складовою опору різанню ґрунту, кН.

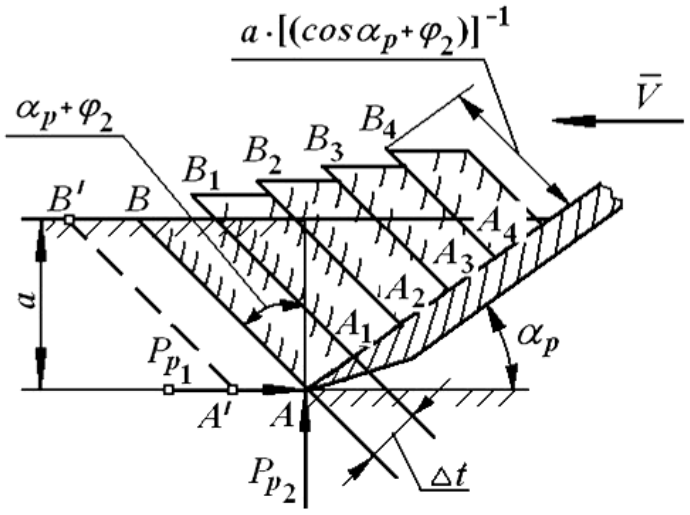



Рис. 6.44. Схема до розрахунку ступеня подрібнення ґрунту різальним периметром

Робота, яка витрачається на сколення ґрунту, дорівнює

$$A=\frac{G^2\left(U_0-U_1\right)}{2E_v}, \tag{6.174}$$

де $G$ – внутрішнє напруження, яке виникає при сколюванні стружки ґрунту, кН/м$^2$;

$E_v$ – модуль пружності ґрунту для суцільного середовища, кН/м$^2$;

$E_v=20\cdot10^3-50\cdot10^3$ кН/м$^2$, менші значення приймаються для легких ґрунтів.

Модуль пружності ґрунту вибираємо залежно від кількості ударів твердоміра (рис. 6.45);

$$G=\frac{R_c}{в_з\cdot a}, \tag{6.175}$$

де $R_c$ – сумарна сила зчеплення часток ґрунту на довжині $\Delta t$, кН;

$$R_c=\frac{P_0\left(1-\cos\alpha_0\right)}{\sin\alpha_0},$$

де $P_0$ – осьова сила зчеплення часток стружки ґрунту, кН;

$\alpha_0$ – кут укладання часток ґрунту, град.

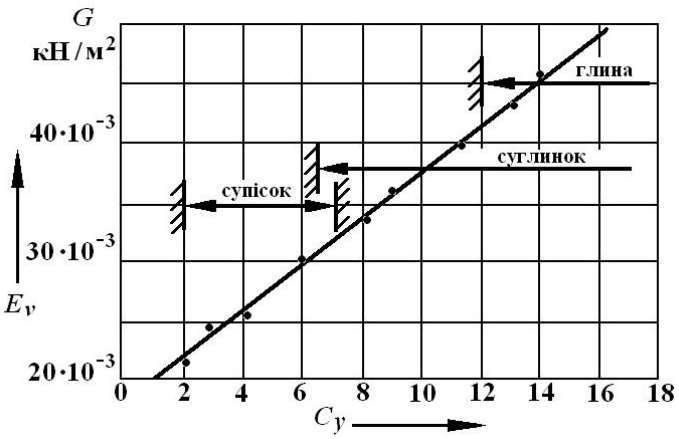



Рис. 6.45. Залежність модуля пружності ґрунту $E_\nu$ від кількості ударів твердоміра $C_y$

Тоді

$$G = \frac{P_0\left(1-\cos\alpha_0\right)}{в_з \cdot a \cdot \sin\alpha_0}. \tag{6.176}$$

Прирівнюємо величини (6.173) і (6.174) і, підставляючи значення (6.171) і (6.172), отримуємо:

$$P_{p1} \cdot \Delta t \frac{1}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)} = \frac{G^2}{2E_\nu} \cdot \left[a \cdot в_з \cdot K_L - a \cdot в_з \cdot \Delta t \frac{1}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)}\right];$$

$$\Delta t = \frac{G^2 \cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right) \cdot a \cdot в_3 \cdot K_L}{2P_{p1} \cdot E_\nu + G^2 \cdot a \cdot в_3};$$

$$\Delta t = \frac{G^2 \cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right) \cdot K_L}{2K_p \cdot E_\nu + G^2},$$

де $K_p$ – питомий коефіцієнт різання ґрунту, кН/м;

$$K_p = \frac{P_{p1}}{в_3 \cdot a}. \tag{6.178}$$

Тоді кінцевий об’єм дорівнюватиме:

$$U_1 = \frac{G^2 \cdot a \cdot в_з \cdot K_L}{2K_p \cdot E_v + G^2}. \quad (6.179)$$

Ступінь подрібнення ґрунту різальним периметром остаточно становить

$$i_1 = \frac{2K_p \cdot E_v}{G^2} + 1. \quad (6.180)$$

***Випадок: ґрунт з початковим ступенем подрібнення $i_0$.*** Припустимо, що ґрунт має початковий ступінь подрібнення.

$$i_0 = U_0 / U_1' \ , \quad (6.181)$$

де $U'$ – об'єм структурних агрегатів перед початком подрібнення, м$^3$;

$$U_1' = U_0 / i_0$$

Ступінь подрібнення ґрунту різальним периметром буде дорівнювати

$$i_1 = \frac{U_1'}{U_1} = \frac{U_0}{U_1 \cdot i_0} \quad (6.182)$$

Тоді

$$i_1 = \frac{1}{i_0}\left(\frac{2K_p \cdot E_v}{G^2} + 1\right). \quad (6.183)$$

### *6.10.2. Ступінь подрібнення ґрунту боковим ножом*

Боковий ніж (рис. 6.46), діючи на ґрунт у процесі роботи, створює нові сколення ґрунту зі шагом $\Delta t_1$ під кутом $(\varepsilon_2 + \varphi_2)$ у площині *H*. Ступінь подрібнення ґрунту боковим ножом дорівнює

$$i_2 = U_1 / U_2 \ , \quad (6.184)$$

де $U_2$ – кінцевий об'єм структурних агрегатів після різання боковим ножом, м$^3$.

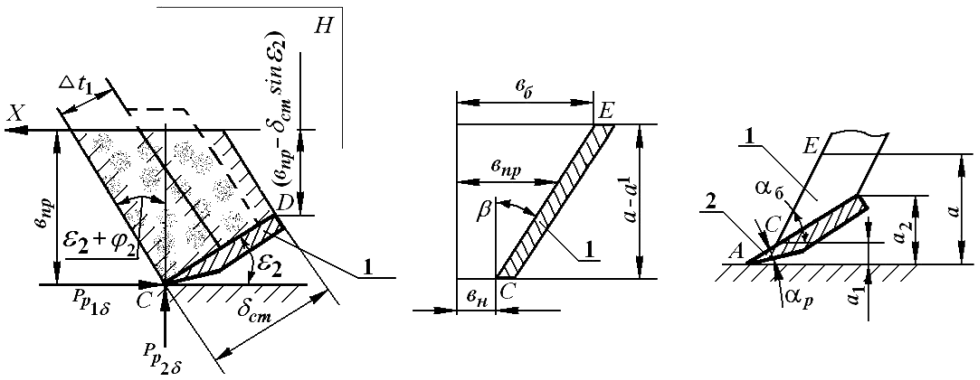



Рис. 6.46. Схема до розрахунку ступеня подрібнення ґрунту: 1 – боковим ножом; 2 – різальним периметром

Роботу, яка витрачається на сколення ґрунту боковим ножом, можна визначити за формулою

$$A_б = \frac{G_б^2 (U_2 - U_1)}{2E_v}, \tag{6.185}$$

де $G_б$ – внутрішнє напруження, яке виникає під час сколювання стружки ґрунту боковим ножом, кН/м$^2$.

З іншого боку, робота, яка витрачається на подрібнення боковим ножом, дорівнює

$$A_б = P_б \cdot \Delta t_1 \cdot \frac{1}{\cos(\varepsilon_2 + \varphi_2)} = K_{рб} \cdot в_{пр} \cdot \Delta t \cdot \Delta t_1 \frac{1}{\cos(\varepsilon_2 + \varphi_2)}. \tag{6.186}$$

Прирівнюючи вирази (6.185) і (6.186), визначимо довжину сколення:

$$K_{рб} \cdot в_{пр} \cdot \Delta t \cdot \Delta t_1 \frac{1}{\cos(\varepsilon_2 + \varphi_2)} = \frac{G_б^2 (U_2 - U_1)}{2E_v}, \tag{6.187}$$

$$\Delta t_1 = \frac{G^2 (U_2 - U_1) \cdot \cos(\varepsilon_2 + \varphi_2)}{2E_v \cdot K_{рб} \cdot в_{пр} \cdot \Delta t},$$

де $K_{рб}$ – питомий опір різанню ґрунту боковим ножом, кН/м$^2$;

$\Delta t_1$ – довжина сколення, м;

$в_{пр}$ – приведена ширина захвату бокового ножа, м;

$$в_{пр} = 0,5\ \left(в_н + \ в_б\right) = \left[в_н + 0,5\left(a - a_1\right)\ \cdot tg\beta\right];$$

$a$ – глибина обробітку ґрунту, м;

$a_1$ – висота нижньої частини бокового ножа, м.

Враховуючи, що об'єм структурних агрегатів

$$U_1 = \frac{\pi}{6} \cdot \frac{a \cdot в_з \cdot K_L}{i_0^3 \cdot i_1^3}, \tag{6.188}$$

а

$$U_2 = \frac{\pi}{6} \cdot \left(в_{пр} \cdot \Delta t \cdot \Delta t_1\right), \tag{6.189}$$

тоді

$$\Delta t_1 = \frac{G_б^2 \left[\frac{\pi}{6} \cdot в_{пр} \cdot \Delta t \cdot \Delta t_1 + \frac{\pi}{6} \cdot \frac{a \cdot в_з \cdot K_L}{i_0^3 \cdot i_1^3}\right] \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right)}{2E_ν \cdot K_{рб} \cdot в_{пр} \cdot \Delta t}.$$

Звідси остаточно

$$\Delta t_1 = \frac{\pi G_б^2 \cdot \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) a \cdot в_з \cdot K_L}{\left[\pi G_б^2 \cdot \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) + 12E_ν \cdot K_{рб}\right] i_0^3 \cdot i_1^3 \cdot в_{пр} \cdot \Delta t}. \tag{6.190}$$

Кінцевий об'єм структурних агрегатів після різання ґрунту боковим ножом буде дорівнювати

$$U_2 = \frac{\pi}{6}\left\{\frac{\pi G_б^2 \cdot \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) a \cdot в_з \cdot K_L}{\left[\pi G_б^2 \cdot \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) + 12E_ν \cdot K_{рб}\right] i_0^3 \cdot i_1^3 \cdot в_{пр} \cdot \Delta t}\right\}. \tag{6.191}$$

Підставляючи формули (6.188) та (6.191) у залежність (6.184), визначаємо ступінь подрібнення ґрунту боковим ножем

$$i_2 = \frac{\pi G_б^2 \cdot \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) + 12E_ν \cdot K_{рб}}{\pi G_б^2 \cdot \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right)}. \tag{6.192}$$

Внутрішнє напруження $G_б$ визначимо за формулою (6.165), приймаючи, що $i_0 = 1$; $D_{k50H} = D_{k501}$; $\alpha_p = \varepsilon_2$; $K_p = K_{рб}$:

$$G_б = \frac{1}{2D_1 \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) \cdot K_L} + \sqrt{\frac{1}{4D_1^2 \cos^2\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right)^2 \cdot K_L^2} + \frac{2K_{рб} \cdot E_ν}{\cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) \cdot K_L}};$$

$$D_1 = \frac{9{,}81\pi d_{50c}^3 \Delta\left(1-\cos\alpha_0\right)}{6\sin\alpha_0}\left[K_3 - K_4\left(A_1 + \frac{C_{пз}}{0{,}25\gamma}t_2\right)\right]\times$$
$$\times\left[d_{50c}^3\left(1+2\sin\alpha_0\right)+D_{k501}\right], \qquad (6.193)$$

де $D_{k501}$ – розмір структурного агрегату після різання різальним периметром, м;

$$D_{k501} = \frac{\sqrt[3]{a\cdot в_з\cdot K_L}}{i_1}.$$

### *6.10.3. Ступінь подрібнення ґрунту при стисканні*

Якщо встановити два симетричних бокових ножі (рис. 6.47), то структурні агрегати після різання боковими ножами потраплять у зону стискання між боковими стінками 1.

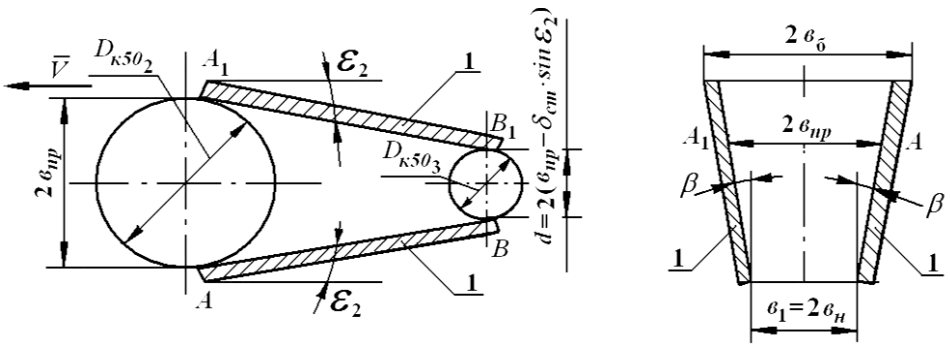



Рис. 6.47. Схема до розрахунку ступеня подрібнення ґрунту при стисканні

Ступінь подрібнення при стисканні можна представити у вигляді

$$i_3 = \frac{D_{k502}}{D_{k503}} = \frac{в_{пр}}{(в_{пр} - 2\delta_{ст}\cdot\sin\varepsilon_2)}, \qquad (6.194)$$

де $D_{k502}$ – розмір структурних агрегатів після дії на них бокових ножів, м;

$D_{k503}$ – розмір структурних агрегатів при стисканні, м;

$\delta_{ст}$ – ширина бокової стінки, м;

$\varepsilon_2$ – кут зсуву бокової стінки, град.

Розмір структурних агрегатів після стискання дорівнює

$$D_{k503} = \frac{D_{k502}\left(в_{пр} - 2\delta_{ст} \cdot \sin\varepsilon_2\right)}{в_{пр}}. \qquad (6.195)$$

### *6.10.4. Ступінь подрібнення ґрунту розтиранням*

У разі виходу шару ґрунту з робочого органа копача структурні агрегати розтираються між собою, подрібнюючись до кінцевого розміру $D_{50k}$. При цьому ступінь подрібнення ґрунту при розтиранні буде дорівнювати

$$i_4 = \frac{D_{50i}}{D_{50k}}, \qquad (6.196)$$

де $D_{50k}$ – кінцевий розмір структурного агрегату після розпушування ґрунту копачем, м;

$D_{50i}$ – розмір структурного агрегату при виході з робочого органу, м.

Напруження розтирання розраховуємо за формулою Кулона, тобто

$$\tau = G_б \cdot \mathrm{tg}\,\varphi_2 + C_{пз}, \qquad (6.197)$$

де $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя ґрунту, град;

$C_{пз}$ – питоме зчеплення часток ґрунту, кН/м$^2$;

$\tau$ – напруження зсуву, кН/м$^2$.

Підставляючи формулу (6.197) в формулу (6.183) і значення $K_{рб}$ замість $K_р$, визначимо ступінь подрібнення розтиранням

$$i_u = \frac{1}{i_0 \cdot i_{рг} \cdot i_{рв}} \cdot \left[\frac{K_{рб} \cdot E_v}{\left(G_б \cdot \mathrm{tg}\,\varphi_2 + C_{пз}\right)^2} + 1\right]. \qquad (6.198)$$

Перевіримо ступінь подрібнення $i_{пр}$ на умову, коли

$$i_{пр} = K_п \cdot \left[i_{пр}\right] = 100 \cdot K_п \cdot \sqrt[3]{a \cdot в_з \cdot K_L}, \qquad (6.199)$$

де $K_п$ – коефіцієнт надійності, що дорівнює 0,8-0,95.

## 6.11. Аналітичний метод визначення питомого коефіцієнта опору різанню ґрунтів периметрами різальних органів

Питомий коефіцієнт опору різанню ґрунтів можна представити в загальному вигляді як відношення тягового опору різанню $P_{p1}$ до перетину стружки, яка знімається різальним периметром $в_з a$, тобто

$$K_p = \frac{P_{p1}}{в_з a}. \tag{6.200}$$

Для робочих органів, які працюють на постійній товщині стружки, тобто $a = \text{const}$, коефіцієнт дорівнює, кН/м$^2$

$$K'_p = \frac{P_{p1}}{в_з}, \tag{6.201}$$

де $в_з$ – приведена ширина різального периметра, м.

У процесі різання робочим органом формуються і поширюються вперед і в боки зони деформації ґрунту (рис. 6.48). Напрям сколювання ґрунту $AB$ вперед відхиляється від нормалі $AC$ до робочого органу на кут $\varphi_2$. Зона сколювання $A_1B_1B_2A_2$ в поперечному напряму по лінії сколювання $AB$ обмежується боковими площинами під кутом $\varphi$ до вертикалі.

Для визначення цього кута використовуємо рис. 6.48,*а*.

Відкладаємо від осі симетрії $AB$ в обидва боки величину $0,5в_з$. Від точок $M_1$ і $M_2$, розташованих на довжині $0,33AB$ від точок $A_1$ і $A_2$, під кутом $\varphi_2$ до горизонталі проводимо лінії до перетину з поверхнею ґрунту. З'єднуємо точки $B_1$ та $B_2$ з відповідними точками $A_1$ та $A_2$.

Отримані лінії $A_1B_1$ і $A_2B_2$ будуть боковими лініями сколювання площини. Кут до вертикалі площини сколювання буде кутом $\varphi$.

Із трикутника $M_1B_1K_1$ довжина

$$B_1K_1 = 0,66AB \operatorname{ctg} \varphi_2 \tag{6.202}$$

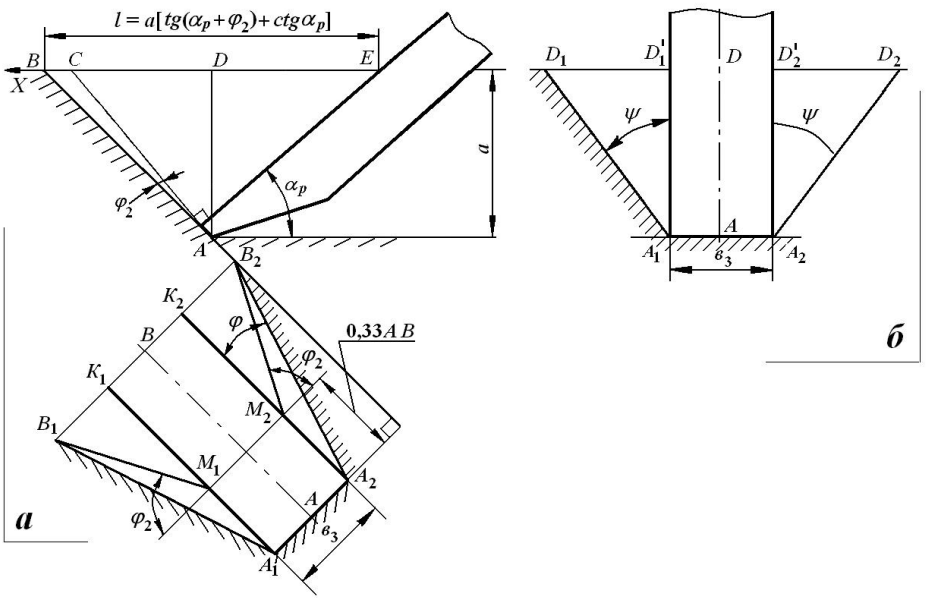



Рис. 6.48. Зони деформації ґрунту різальним периметром у площині: *а* – поздовжній; *б* – поперечно-вертикальній

З іншого боку, з трикутника $A_1B_1K_1$

$$B_1K_1 = AB\,\mathrm{tg}\,\varphi \ . \tag{6.203}$$

Прирівнюючи вирази (6.202) і (6.203), знайдемо кут $\varphi$:

$$\mathrm{tg}\,\varphi = 0,66\,\mathrm{ctg}\,\varphi_2\,; \tag{6.204}$$

$$\varphi = \mathrm{arctg}\,\varphi_2\left(0,66\,\mathrm{ctg}\,\varphi_2\right). \tag{6.205}$$

Граничні лінії сколювання до вертикалі $A_1D_1$ і $A_2D_2$ у поперечному напряму знаходяться під кутом $\psi$ до вертикалі (рис. 6.48,*б*).

Від вертикальної осі симетрії $AD$ в обидва боки відкладаємо величину $B_1B_2 = D_1D_2$. З'єднуємо точки $A_1$ і $A_2$ відповідно з точками $D_1$ і $D_2$. Кут між лініями сколювання $A_1D_1$ і $A_2D_2$ до вертикалі дорівнює куту $\psi$.

Кут $\psi$ з трикутника $A_1D_1D_1'$ дорівнює:

$$\psi = \mathrm{arctg}\,\frac{D_1 \cdot D_1'}{a}; \tag{6.206}$$

$$D_1D_1' = 0,5\left(D_1D_2 - в_з\right) = 0,5\left(B_1B_2 - в_з\right); \tag{6.207}$$

$$B_1B_2 = 2B_1K_1 + в_з = 2AB\,\mathrm{tg}\,\varphi + в_з, \tag{6.208}$$

де $в_з$ – приведена ширина різального периметра, м.

Із $\triangle ABD$ довжина $$AB = \frac{a}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} \tag{6.209}$$

Підставляючи значення (6.209), (6.208), (6.207), (6.201) у формулу (6.206), остаточно отримаємо, що

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left[\frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)}\right]. \tag{6.210}$$

Із $\triangle ABD$ довжина зони деформації у поздовжньому напрямку становить

$$l = BD + DE = a\left[\operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg}\alpha_p\right]. \tag{6.211}$$

Тяговий опір різанню ґрунтів у загальному вигляді буде дорівнювати

$$P_{p1} = \left(P_\tau + P_N + 2P_{бок} + P_{зат} + P_v\right) \cdot \cos\left[\operatorname{arctg}\left(\frac{i + \sin\varphi_1}{\cos\varphi_1} - \varphi_1\right)\right], \tag{6.212}$$

де $P_\tau$ – тяговий опір від сколювання ґрунту в поздовжньому напряму, кН;

$P_N$ – тяговий опір від сил тертя і тиску ґрунту по поверхні робочого органу, кН;

$P_{бок}$ – тяговий боковий опір від сколювання ґрунту в поперечно–вертикальному напряму, кН;

$P_{зат}$ – тяговий опір від величини площадки затуплення клина або товщини леза, кН;

$P_v$ – опір, який враховує вплив швидкості різання, кН;

$i$ – коефіцієнт ковзання; $i = \dfrac{\sin\left(90° - \gamma_0 - \varphi_1\right)}{\cos\left(90° - \gamma_0\right)}$;

$\varphi_1$ – кут зовнішнього тертя, град;

$\gamma_0$ – кут зсуву, град.

Для визначення зусиль $P_\tau$ і $P_N$ використовуємо рис. 6.49.

При сколюванні ґрунту виникає опір сколюванню *T*. Його горизонтальна складова є тяговим опором від сколювання ґрунту в поздовжньому напряму, тобто

$$P_\tau = T \cdot \sin\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \tag{6.213}$$

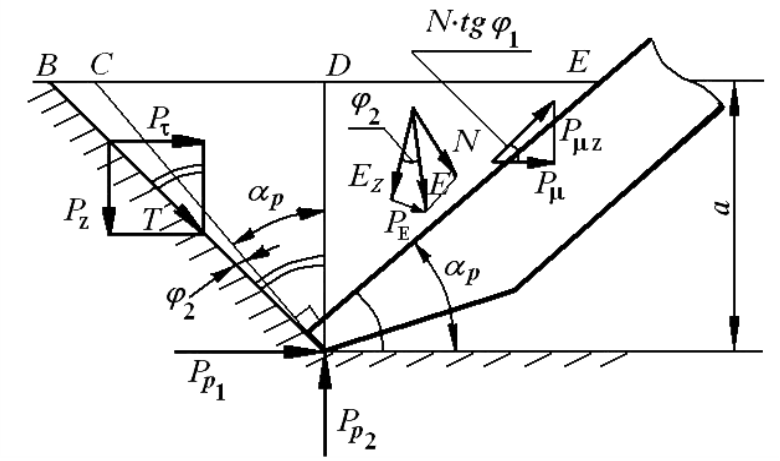



Рис. 6.49. Схема сил, що діють на робочий орган у поздовжньому напряму сколювання ґрунту

Опір сколюванню *T* можна представити у вигляді

$$T = C_{пз} \cdot F_{ск} \tag{6.214}$$

де $C_{пз}$ – питоме зчеплення часток ґрунту, кН/м;

$F_{ск}$ – площадка сколювання в поздовжньому напряму; вона залежить від форми різального периметра робочого органа, м.

Тоді
$$P_\tau = C_{пз} \cdot F_{ск} \cdot \sin\alpha\left(a_p + \varphi_2\right). \tag{6.215}$$

Площа сколювання дорівнює площі сколювання фігури $A_1B_1B_2A_2$ – рис. 6.48,*а*:

$$F_{ск} = F_{A1B1B2A2} \tag{6.216}$$

Відповідно до рис. 6.49,

$$F_{A1B1B2A2} = 0,5\left(B_1B_2 + в_3\right) \cdot AB = \left[\frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)}\right] \cdot \frac{a}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)}. \tag{6.217}$$

Підставляючи значення (6.216), (6.217) у формулу (6.215), отримаємо, що

$$P_{\tau} = C_{пз}\left[\frac{0,66 \cdot a^2 \operatorname{ctg}\alpha_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a\right] \cdot \operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right). \qquad (6.218)$$

Опір від сил тертя і тиску ґрунту по поверхні робочого органа

$$P_N = P_E + P_{\mu}, \qquad (6.219)$$

де $P_E$ – горизонтальна складова сили тиску ґрунту на поверхню робочого органу, кН;

$P_{\mu}$ – тяговий опір від тертя ґрунту по поверхні робочого органу, кН.

На поверхню робочого органу діє сила тиску шару $E$, лінія дії якої відхилена від вертикалі на кут $\varphi_2$.

Розглядаючи поверхню різального органа як підпірну стінку, силу тиску шару можна визначити за формулою Кулона:

$$E = 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma, \qquad (6.220)$$

де $\gamma$ – об'ємна маса ґрунту, т/м$^3$.

Горизонтальна складова сили тиску ґрунту $P_E$ дорівнює

$$P_E = E \cdot \sin\varphi_2 = 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \sin\varphi_2 \cdot \gamma. \qquad (6.221)$$

Нормальна сила тиску шару на поверхню різального органу становить

$$N = E \cdot \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right). \qquad (6.222)$$

Силу тертя розраховуємо за формулою

$$F_{TP} = N \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 = E \cdot \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \cdot \operatorname{tg}\varphi_1, \qquad (6.223)$$

де $\varphi_1$ – кут зовнішнього тертя, град.

Тоді тяговий опір від тертя ґрунту можна записати як

$$P_{\mu} = F_{TP} \cdot \cos\alpha_p = E \cdot \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \cdot \cos\alpha_p \cdot \operatorname{tg}\varphi_1, \qquad (6.224)$$

або після підстановки величини $E$ маємо, що

$$P_{\mu} = 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \cdot \cos\alpha_p \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \gamma. \qquad (6.225)$$

Вирази (6.221) і (6.225) підставляємо у формулу (6.219) і після перетворювань отримаємо, що

$$\begin{aligned} P_N = {} & 4,9 в_3 a^2 \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \times \\ & \times\gamma\left[\sin\varphi_2 + \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)\cos\beta_p \operatorname{tg}\varphi_1\right]. \end{aligned} \qquad (6.226)$$

Тяговий боковий опір від сколювання ґрунту в поперечно-вертикальному напряму дорівнює

$$P_{бок} = N_б \cdot \operatorname{tg}\varphi_1, \qquad (6.227)$$

де $N_б$ – сила тиску на бокову стінку різального органу, кН.

У разі бокового сколення виникають опори боковому сколюванню $T_{бок}$ і сила тиску шару $E_б$ направлена під кутом $\varphi_2$ до вертикалі (рис. 6.50).

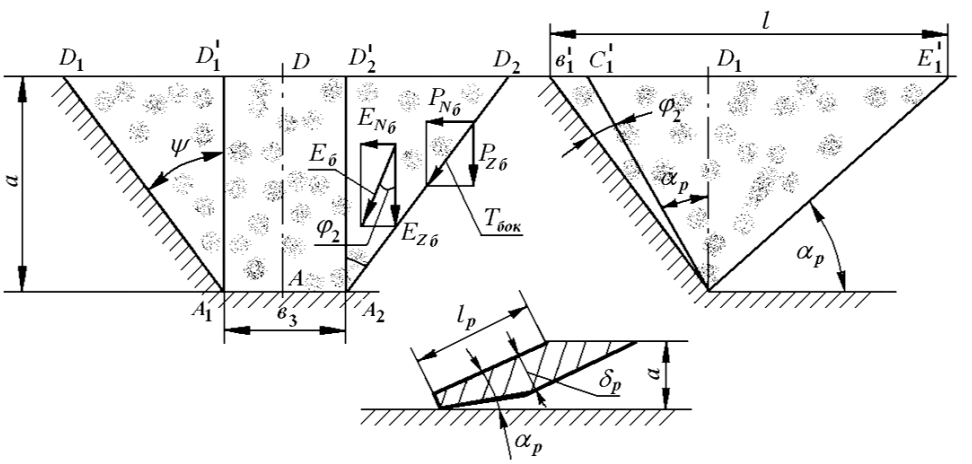



Рис. 6.50. Схема сил, що діють на робочий орган у поперечно-вертикальному напряму

Сила тиску на бокову стінку становить

$$N_б = P_{Nб} + E_{Nб}, \qquad (6.228)$$

де $P_{Nб}$ – горизонтальна складова опору сколенню $T_{бок}$, кН;

$$P_{Nб} = T_{бок} \cdot \sin\psi; \tag{6.229}$$

$E_{Nб}$ – горизонтальна складова сили тиску $E_б$, кН;

$$E_{Nб} = P_{Nб} \cdot \sin\varphi_2. \tag{6.230}$$

Опір боковому сколенню можна представити у вигляді:

$$T_{бок} = C_{пз} \cdot F_{скб}; \tag{6.231}$$

$$F_{скб} = F_{A_1B_1'E_1'} = 0,5l \cdot A_1D_1 = 0,5l\frac{a}{\cos\psi} = \frac{0,5a^2\left[\operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg}\alpha_p\right]}{\cos\psi}, \tag{6.232}$$

де $F_{скб}$ – площа бокового сколення, м$^2$.

Підставляючи значення (6.232), (6.210) у формулу (6.231), отримаємо, що

$$T_{бок} = 0,5C_{пз} \cdot a^2 \frac{\left[\operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg}\alpha_p\right]}{\cos\operatorname{arctg}\left[\dfrac{0,66 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)}\right]}. \tag{6.233}$$

Тоді

$$P_{Nб} = 0,5C_{пз} \cdot a^2 \cdot \left[\operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg}\alpha_p\right] \cdot \left[\frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)}\right]. \tag{6.234}$$

Сила тиску на бокову сторону різального органу буде дорівнювати

$$E_б = 4,9 \cdot \delta_p \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma, \tag{6.235}$$

де $\delta_p$ – ширина бокової сторони різального органу, м.

Горизонтальну складову сили тиску запишемо як

$$E_б = 4,9 \cdot \delta_p \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \sin\varphi_2 \cdot \gamma. \tag{6.236}$$

Тоді

$$P_{бок} = a^2 \left\{ 0,5 C_{пз} \left[ \operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg}\alpha_p \right] \cdot \left[ \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} \right] + \right.$$
$$\left. + 4,9 \cdot \delta_p \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \sin\varphi_2 \cdot \gamma \right\} \cdot \operatorname{tg}\varphi_1. \qquad (6.237)$$

Тяговий опір від величини площадки затуплення представимо так:

$$P_{зат} = R_1 = K'(Z + \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot X) \cdot в_3, \qquad (6.238)$$

де $R_1$ – горизонтальна реакція, яка діє на площадку затуплення, кН;

$X, Z$ – величини зношення клина, м (рис. 6.51);

$K'$ – гранична несуча здатність ґрунту, кН/м$^2$ (табл. 6.6).

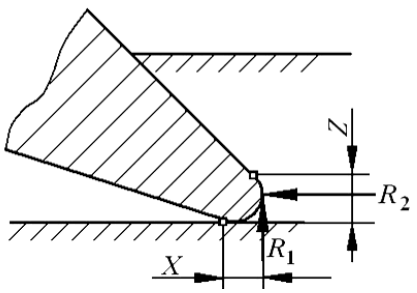



Рис. 6.51. Схема сил, що діють на площадку стирання різального органу

Таблиця 6.6. Гранична несуча здатність ґрунту

| Кількість ударів твердоміра | Категорія ґрунту | $K'$, кН/м$^2$ |
|---|---|---|
| 1–30 (1–2) | I | 50 |
| 31–50 (3–5) | | 100 |
| 51–70 (6–7) | | 200 |
| 8–10 | II | 400 |
| 11–14 | | 600 |
| 15–18 | III | 700 |
| 19–22 | | 800 |
| 23–24 | | 1000 |
| 25–30 | IV | 1100 |
| 31–36 | | 1400 |

Додаткову силу різання, яка враховує вплив швидкості різання, визначимо за формулою Вєтрова Ю.А. (1971).

$$P_V = \frac{9,81 \cdot в_3 \cdot a \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\sin\alpha_p \cdot \cos\theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2, \qquad (6.239)$$

де $V$ – швидкість різання, м/с;

$g$ – прискорення вільного падіння, м/с$^2$; $g$ = 9,81 м/с$^2$;

$\alpha_p$ – кут різання ґрунту, град;

$\theta$ – задній кут різального органу, град;

$a$ – глибина розпушення ґрунту, м.

Підставляючи отримані значення тягових опорів у формулу (6.212), отримаємо формулу для розрахунку тягового опору різанню ґрунтів у разі блокованого режиму:

$$P_{p1} = \left| C_{пз} \left[ \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a \right] \cdot \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_2) + 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \times \right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \left[ \sin \varphi_2 + \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right] +$$
$$+ 2a^2 \left\{ 0,5 C_{пз} \left[ \operatorname{tg}\left(45° + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg} \alpha_p \right] \cdot \left[ \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos\left(45° + \varphi_2\right)} \right] + 4,9 \cdot \delta_p \times \right. \quad (6.240)$$
$$\left. \times \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \sin \varphi_2 \cdot \gamma \right\} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'\left(Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X\right) \cdot в_3 +$$
$$\left. + \frac{9,81 \cdot в_3 \cdot a \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin\left(\alpha_p + \theta\right)} \cdot V^2 \right| \cdot \cos\left[ \operatorname{arctg}\left( \frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1 \right) \right].$$

Для режиму вільного різання ґрунтів запишемо, що

$$P_{p1} = \left\{ C_{пз} \left[ \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a \right] \cdot \operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \times \right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \left[ \sin \varphi_2 + \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right] +$$
$$\left. + K'\left(Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X\right) \cdot в_3 + \frac{9,81 \cdot в_3 \cdot a \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin\left(\alpha_p + \theta\right)} \cdot V^2 \right\} \times \quad (6.241)$$
$$\times \cos\left[ \operatorname{arctg}\left( \frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1 \right) \right].$$

Для режиму напіввільного різання ґрунтів:

$$P_{p1} = \left| C_{пз} \left[ \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a \right] \cdot \operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \times \right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \left[ \sin \varphi_2 + \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right] +$$
$$+ a^2 \left\{ 0,5 C_{пз} \left[ \operatorname{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg} \alpha_p \right] \cdot \left[ \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} \right] + \right. \qquad (6.242)$$
$$\left. + 4,9 \cdot \delta_p \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \sin \varphi_2 \cdot \gamma \right\} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'\left(Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X\right) \times$$
$$\left. \times в_3 + \frac{9,81 \cdot в_3 \cdot a \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin\left(\alpha_p + \theta\right)} \cdot V^2 \right| \cdot \cos\left[ \operatorname{arctg}\left( \frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1 \right) \right].$$

Для випадку, коли $\alpha_p \geq 45°$, лінія ковзання (сколювання) $AB$ (рис. 6.49) не змінює напрямку і нахилу до вертикалі під кутом $(45°+\varphi_2)$. Тоді у формулах (6.240), (6.241) і (6.242) замість виразів $(\alpha_p+\varphi_2)$ і $\operatorname{ctg}\alpha_p$ будуть стояти значення $(45°+\varphi_2)$ і $\operatorname{ctg}45° = 1$.

Для блокованого режиму різання:

$$P_{p1} = \left| C_{пз} \left[ \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a \right] \cdot \operatorname{tg}\left(45° + \varphi_2\right) + 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \times \right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \left[ \sin \varphi_2 + \cos\left(\alpha_p - \varphi_2\right) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right] +$$
$$+ 2a^2 \left\{ 0,5 C_{пз} \left[ \operatorname{tg}\left(45° + \varphi_2\right) + \operatorname{ctg} \alpha_p \right] \cdot \left[ \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos\left(45° + \varphi_2\right)} \right] + \right. \qquad (6.243)$$
$$\left. + 4,9 \cdot \delta_p \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \sin \varphi_2 \cdot \gamma \right\} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'\left(Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X\right) \times$$
$$\left. \times в_3 + \frac{9,81 \cdot в_3 \cdot a \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{\sin \alpha_p \cos \theta}{\sin\left(\alpha_p + \theta\right)} \cdot V^2 \right| \cos\left[ \operatorname{arctg}\left( \frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1 \right) \right].$$

Для вільного режиму різання:

$$P_{p1}=\left\{C_{пз}\left[\frac{0,66\cdot a^2\cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\sin\left(45°+\varphi_2\right)}+в_3\cdot a\right]\cdot \operatorname{tg}\left(45°+\varphi_2\right)+4,9\cdot в_3\cdot a^2\times\right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\cdot\gamma\cdot\left[\sin\varphi_2+\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)\cdot\cos\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1\right]+$$
$$\left.+K'\left(Z+\operatorname{tg}\varphi_1\cdot X\right)\cdot в_3+\frac{9,81\cdot в_3\cdot a\cdot\gamma}{g}\cdot\frac{\sin\alpha_p\cdot\cos\theta}{\sin\left(\alpha_p+\theta\right)}\cdot V^2\right\}\times \tag{6.244}$$
$$\times\cos\left[\operatorname{arctg}\left(\frac{i+\sin\varphi_1}{\cos\varphi_1}-\varphi_1\right)\right].$$

Для напіввільного режиму різання:

$$P_{p1}=\left|C_{пз}\left[\frac{0,66\cdot a^2\cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(45°+\varphi_2\right)}+в_3\cdot a\right]\cdot \operatorname{tg}\left(45°+\varphi_2\right)+4,9\cdot в_3\cdot a^2\times\right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\cdot\gamma\cdot\left[\sin\varphi_2+\cos\left(\alpha_p-\varphi_2\right)\cdot\cos\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1\right]+$$
$$+a^2\left\{0,5C_{пз}\left[\operatorname{tg}\left(45°-\varphi_2\right)+\operatorname{ctg}\alpha_p\right]\cdot\left[\frac{0,66\cdot\operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(45°+\varphi_2\right)}\right]+\right. \tag{6.245}$$
$$\left.+4,9\cdot\delta_p\cdot\operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\sin\varphi_2\cdot\gamma\right\}\cdot\operatorname{tg}\varphi_1+K'\left(Z+\operatorname{tg}\varphi_1\cdot X\right)\times$$
$$\left.\times в_3+\frac{9,81\cdot в_3\cdot a\cdot\gamma}{g}\cdot\frac{\sin\alpha_p\cdot\cos\theta}{\sin\left(\alpha_p+\theta\right)}\cdot V^2\right|\cdot\cos\left[\operatorname{arctg}\left(\frac{i+\sin\varphi_1}{\cos\varphi_1}-\varphi_1\right)\right].$$

Для сипкого середовища, коли $C_{пз}=0$ тяговий опір різанню буде дорівнювати:

$$P_{p1}=\left|4,9\cdot в_3\cdot a^2\cdot\operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\cdot\gamma\cdot\left\{\left[\sin\varphi_2+\cos\left(\alpha_p-\varphi_2\right)\times\right.\right.$$
$$\left.\times\cos\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1\right]+\frac{\delta_2}{в_3}\cdot\sin\varphi_2\Big\}+K'\left(Z+\operatorname{tg}\varphi_1\cdot X\right)\cdot в_3+ \tag{6.246}$$
$$\left.+\frac{9,81\cdot в_3\cdot a\cdot\gamma}{g}\cdot\frac{\sin\alpha_p\cdot\cos\theta}{\sin\left(\alpha_p+\theta\right)}\cdot V^2\right|\cdot\cos\left[\operatorname{arctg}\left(\frac{i+\sin\varphi_1}{\cos\varphi_1}-\varphi_1\right)\right].$$

Нормальна сила опору різанню (виштовхуюча сила) у загальному вигляді становитиме

$$P_{p2}=P_z+E_z-P_{\mu z}+2P_{z\delta}+2E_{z\delta}+R_2, \tag{6.247}$$

де $P_z$ – тангенціальна складова опору сколювання в поздовжньому напряму, кН;

$E_z$ – вертикальна складова сили тиску на поверхню різального робочого органу в поздовжньому напряму, кН;

$P_{\mu z}$ – вертикальна складова сили тертя на робочому органі, кН;

$P_{zб}$ – тангенціальна складова опору сколювання в поперечно–вертикальному напряму, кН;

$E_{zб}$ – вертикальна складова сили тиску на бокову поверхню робочого органу, кН;

$R_2$ – вертикальна реакція, яка діє на площадку затуплення, кН.

Відповідно до рис. 6.49

$$P_z = T \cdot \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right). \tag{6.248}$$

Тоді після підстановки значення сили $T$ запишемо:

$$P_z = C_{пз}\left[\frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a\right]; \tag{6.249}$$

$$E_z = E \cdot \cos\varphi_2 = 4,9 \cdot в_3 \cdot a \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \cos\varphi_2. \tag{6.250}$$

Аналізуючи рис. 6.50, запишемо, що вертикальна складова сили тертя дорівнює

$$P_{\mu z} = N \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \sin\alpha_p. \tag{6.251}$$

Підставляючи у формулу (6.212) значення нормальної сили тиску (6.183) і (6.181), отримаємо, що

$$P_{\mu z} = 4,9 в_з \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \cos\left(\alpha_p - \varphi_2\right) \sin\alpha_p \operatorname{tg}\varphi_1. \tag{6.252}$$

Вертикальна складова сили тиску на бокову поверхню робочого органу (рис. 6.50) дорівнює

$$E_{zб} = E_б \cdot \cos\varphi_2. \tag{6.253}$$

Після підстановки значення (6.235) у формулу (6.253) отримаємо:

$$E_{зб} = 4,9 \cdot \delta_p \cdot a^2 \cdot \mathrm{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \cos\varphi_2. \qquad (6.254)$$

Величина $P_{зб}$ (рис. 6.48) матиме вигляд:

$$P_{зб} = T_{бок} \cdot \cos\psi; \qquad (6.255)$$

$$P_{зб} = 0,5\ C_{пз} \cdot a^2 \left[\mathrm{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \mathrm{ctg}\,\alpha_p\right]. \qquad (6.256)$$

Реакцію, направлену вертикально на площадку затуплення, визначимо за формулою

$$R = в_3\left(K'X + K_2\right), \qquad (6.257)$$

де $K_2$ – реакція ґрунту на 1 м ширини клина при різних кутах різання, кН/м (табл. 6.7).

Таблиця 6.7. Реакція ґрунту на одному метрі ширини клину, кН/м

| Категорія ґрунту | Кут різання, $\alpha_p$, град | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
| I | 0,25 | 0,5 | 0,78 | 0,8 | 1,1 | 1,5 | 2,1 | 2,76 | 3,49 |
| II | 0,56 | 0,56 | 1,76 | 2,0 | 2,56 | 3,4 | 4,72 | 6,0 | 7,84 |
| III | 0,87 | 0,87 | 2,74 | 3,11 | 3,98 | 5,28 | 7,34 | 9,3 | 12,2 |
| IV | 1,24 | 1,24 | 3,91 | 4,45 | 5,7 | 7,55 | 10,5 | 13,3 | 17,4 |

Нормальна сила різання становить

$$P_{p2} = C_{пз}\left[\frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \mathrm{ctg}\,\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a\right] + 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \times$$
$$\times \mathrm{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \left[\cos\varphi_2 - \cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right) \cdot \sin\alpha_p \cdot \mathrm{tg}\,\varphi_2 + \right. \qquad (6.258)$$
$$\left. + 2\delta_p \cdot \cos\varphi_2\right] + C_{пз} \cdot a^2\left[\mathrm{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \mathrm{ctg}\,\alpha_p\right] + в_3\left(K'X + K_2\right).$$

За напіввільному режиму різання:

$$P_{p2} = C_{пз}\left[\frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \mathrm{ctg}\,\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p + \varphi_2\right)} + в_3 \cdot a\right] + 4,9 \cdot в_3 \cdot a^2 \times$$
$$\times \mathrm{tg}^2\left(45° - 0,5\varphi_2\right) \cdot \gamma \cdot \left[\cos\varphi_2 - \cos\left(\alpha_p - \varphi_2\right) \cdot \sin\alpha_p \cdot \mathrm{tg}\,\varphi_1 + \right. \qquad (6.259)$$
$$\left. + \delta_p \cdot \cos\varphi_2\right] + 0,5C_{пз} \cdot a^2\left[\mathrm{tg}\left(\alpha_p + \varphi_2\right) + \mathrm{ctg}\,\alpha_p\right] + в_3\left(K'X + K_2\right).$$

За вільного режиму різання:

$$P_{p2} = C_{пз}\left[\frac{0,66\cdot a^2\cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)}+в_3\cdot a\right]+4,9\cdot в_3\cdot a^2\cdot \operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\times$$
$$\times\gamma\cdot\cos\varphi_2-\cos\left(\alpha_p-\varphi_2\right)\cdot\sin\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1+в_3\left(K'X+K_2\right). \quad (6.260)$$

Для сипучих середовищ, коли $C_{пз}=0$:

$$P_{p2} = 4,9\cdot в_3\cdot a^2\cdot \operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\cdot\gamma\times$$
$$\times\left[\cos\varphi_2-\cos\left(\alpha_p-\varphi_2\right)\sin\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1+2\delta_p\cdot\cos\varphi_2\right]+ \quad (6.261)$$
$$+в_3\left(K'X+K_2\right).$$

Введемо коефіцієнт співвідношення $K_3=\dfrac{P_{p2}}{P_{p1}}$ і виразимо величину нормальної сили через тяговий опір:

$$P_{p2}=K_3\cdot P_{p1}, \quad (6.262)$$

або

$$K_3=\frac{C_{пз}\left[\frac{0,66\cdot a^2\cdot\operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)}+в_3\cdot a\right]+4,9\cdot в_3\cdot a^2\cdot\operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\times}{C_{пз}\left[\frac{0,66\cdot a^2\cdot\operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)}+в_3\cdot a\right]\cdot\operatorname{tg}\left(\alpha_p+\varphi_2\right)+4,9\cdot в_3\cdot a^2\cdot\operatorname{tg}^2\times}$$
$$\frac{\times\gamma\cdot\left[\cos\varphi_2-\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)\cdot\sin\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1+2\delta_p\cdot\cos\varphi_2\right]+}{\times\left(45°-0,5\varphi_2\right)\cdot\gamma\cdot\left[\sin\varphi_2+\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)\cdot\cos\alpha_p\cdot\operatorname{tg}\varphi_1\right]+}$$
$$\frac{+C_{пз}\cdot a^2\cdot\left[\operatorname{tg}\left(\alpha_p+\varphi_2\right)+\operatorname{ctg}\alpha_p\right]+}{+2a^2\{0,5C_{пз}\cdot\left[\operatorname{tg}\left(\alpha_p+\varphi_2\right)+\operatorname{ctg}\alpha_p\right]\cdot\left[\frac{0,66\cdot\operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)}\right]+4,9\cdot\delta_p\times} \quad (6.263)$$
$$\frac{+в_3\left(K'X+K_2\right)}{\times\operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\cdot\sin\varphi_2\cdot\gamma\}\cdot\operatorname{tg}\varphi_1+K'\left(Z+\operatorname{tg}\varphi_1\cdot X\right)\cdot в_3+}$$

$$+\frac{9,81\cdot в_3\cdot a\cdot\gamma}{g}\cdot\frac{\sin\alpha_p\cdot\cos\theta}{\sin\left(\alpha_p+\theta\right)}\cdot V^2}.$$

В основному для ґрунтів коефіцієнт співвідношення $K_3$ становить 0,2-0,45 (для I категорії приймається менше значення).

Питомий коефіцієнт різання для блокованого різання з ковзанням буде дорівнювати:

$$K_p = \frac{P_{p1}}{в_3 \cdot a} = \left| C_{пз} \left[ \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{в_3 \cdot \cos(45° + \varphi_2)} + 1 \right] \cdot \operatorname{tg}(45° + \varphi_2) + 4,9 \cdot a \times \right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2(45° - 0,5\varphi_2) \cdot \gamma \cdot \left[ \sin \varphi_2 + \cos(\alpha_p + \varphi_2) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right] +$$
$$+ \frac{a}{в_3} \left\{ 0,5 C_{пз} \left[ \operatorname{tg}(45° + \varphi_2) + 1 \right] \cdot \left[ \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(45° + \varphi_2)} \right] + 4,9 \cdot \delta_p \times \right. \qquad (6.264)$$
$$\left. \times \operatorname{tg}^2(45° - 0,5\varphi_2) \sin \varphi_2 \cdot \gamma \right\} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'(Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X) \times$$
$$\left. \times \frac{1}{a} + \frac{9,81}{g} \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right| \cdot \cos \left[ \operatorname{arctg} \left( \frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1 \right) \right].$$

Для напіввільного режиму різання з ковзанням:

$$K_p = \left| C_{пз} \left[ \frac{0,66 \cdot a \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{в_3 \cdot \cos(\alpha_p + \varphi_2)} + 1 \right] \cdot \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_2) + 4,9 \cdot a \times \right.$$
$$\times \operatorname{tg}^2(45° - 0,5\varphi_2) \cdot \gamma \cdot \left[ \sin \varphi_2 + \cos(\alpha_p - \varphi_2) \cdot \cos \alpha_p \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right] +$$
$$+ \frac{a}{в_3} \left\{ 0,5 C_{пз} \left[ \operatorname{tg}(\alpha_p + \varphi_2) + \operatorname{ctg} \alpha_p \right] \cdot \left[ \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(\alpha_p + \varphi_2)} \right] + \right. \qquad (6.265)$$
$$\left. + 4,9 \cdot \delta_p \cdot \operatorname{tg}^2(45° - 0,5\varphi_2) \sin \varphi_2 \cdot \gamma \right\} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'(Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X) \times$$
$$\left. \times \frac{1}{a} + \frac{9,81}{g} \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2 \right| \cdot \cos \left[ \operatorname{arctg} \left( \frac{i + \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} - \varphi_1 \right) \right].$$

## 6.12. Методика розрахунку подрібнення ґрунту U-подібним копачем

Ступінь подрібнення ґрунту U-подібним копачем дорівнює

$$i = i_0 \cdot i_{рг} \cdot i_{рв} \cdot i_{ст} \cdot i_{гр} \cdot i_р. \qquad (6.266)$$

де $i_0$ – первинна ступінь подрібнення ґрунту;

$i_{рг}$, $i_{рв}$, $i_{ст}$, $i_{гр}$, $i_р$ – відповідно ступені подрібнення ґрунту

лемешем і боковими ножами; при його стисканні між боковими стінками; при «гравітаційному падінні» з висоти; розтиранням.

Початковий розмір структурного агрегату обчислимо за формулою

$$D_{k50H} = \frac{\sqrt[3]{a \cdot 2в_{пр} \cdot K_L}}{i_0},$$

де $a$ – глибина розпушування, м;

$2в_{пр}$ – приведена ширина різального периметру знаряддя, м;

$K_L$ – приведений коефіцієнт довжини, м; дорівнює 1,0 м.

Ступінь подрібнення ґрунтів лемішем, згідно з формулою (6.219), становить

$$i_{рг} = \frac{1}{i_0}\left(\frac{2K_p \cdot E_v}{G^2} + 1\right), \tag{6.267}$$

де $K_P$ – питомий коефіцієнт опору різанню ґрунту лемішем, кН/м$^2$.

Для розрахунку питомого коефіцієнта різання ґрунту лемішем використаємо формулу (6.264). Ураховуючи, що коефіцієнт ковзання $i = 1$,

$$\begin{aligned}
в_3 &= \left[в_л - \left(\frac{a_2 - a_1}{2\sin\alpha_p}\right)\cdot \operatorname{tg}\varepsilon_2 - \frac{a_1}{2\sin\alpha_p}\cdot\operatorname{tg}\varepsilon_1\right];\\
K_p &= C_{пз}\left[\frac{0,66\cdot\operatorname{ctg}\varphi_2}{в_3\cdot\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)}+1\right]\operatorname{tg}\left(\alpha_p+\varphi_2\right)+4,9a\times\\
&\times\operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\cdot\gamma\cdot\left[\sin\varphi_2+\cos\left(\alpha_p-\varphi_2\right)\cos\alpha_p\operatorname{tg}\varphi_1\right]+\\
&+\frac{a}{в_3}\left\{0,5C_{пз}\left[\operatorname{tg}\left(\alpha_p+\varphi_2\right)+\operatorname{ctg}\alpha_p\right]\cdot\left[\frac{0,66\cdot\operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)}\right]+\right.\\
&\left.+4,9\delta_p\operatorname{tg}^2\left(45°-0,5\varphi_2\right)\sin\varphi_2\cdot\gamma\right\}\operatorname{tg}\varphi_1+K'\left(Z+\operatorname{tg}\varphi_1\cdot X\right)\times\\
&\times\frac{1}{a}+\frac{9,81}{g}\cdot\gamma\cdot\frac{\sin\alpha_p\cdot\cos\theta}{\sin\left(\alpha_p+\theta\right)}\cdot V^2,
\end{aligned} \tag{6.268}$$

де $C_{пз}$ – питоме зчеплення часток ґрунту, кН/м$^2$;

$\gamma$ – об’ємна маса ґрунту, т/м$^3$;

$в_3$ – приведена ширина лемеша, м;

$\varphi_1$, $\varphi_2$ – кути зовнішнього і внутрішнього тертя ґрунту, відповідно, град;

$\alpha_p$ – кут кришення, град;

$\theta$ – задній кут лемеша, град;

$a_2$ – висота лемеша, м;

$K'$ – коефіцієнт граничної несучої здатності ґрунту, кН/м$^2$;

$Z, X$ – параметри площадки затуплення лемеша, м;

$$X = \delta_л \cdot \sin\alpha_p; \quad Z = \delta_л \cdot \cos\alpha_p, \tag{6.269}$$

де $\delta_л$ – товщина площадки затуплення, м;

$\delta_p$ – товщина ножа лемеша, м;

$V$ – швидкість руху знаряддя, м/с.

Приймаючи $\varphi_2 = 30°$, $\alpha_p = 30°$, $\varphi_1 = 22°$, $\theta = 10°$, питомий коефіцієнт опору різанню лемішем буде дорівнювати

$$K_p = 1,73 \cdot C_{пз}\left(\frac{2,3a}{в_3}+1\right)+14,3\cdot\gamma+\frac{a}{в_3}(0,8\cdot C_{пз}+ \\ +0,24\delta_p\cdot\gamma+K'(Z+0,4X)\cdot\frac{1}{a}0,65\gamma\cdot V^2, \tag{6.270}$$

Внутрішнє напруження структурних агрегатів розміром $D_{k50H}$ визначимо за формулою (6.167)

$$G = \frac{1}{2D\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)\cdot K_L}+\sqrt{\frac{1}{4D^2\cos^2\left(\alpha_p+\varphi_2\right)\cdot K_L^2}+\frac{2K_p\cdot E_v}{\cos\left(\alpha_p+\varphi_2\right)\cdot K_L}}.$$

$$D = \frac{9,81\pi\, d_{50c}^3\cdot\Delta\left(1-\cos\alpha_0\right)}{6\sin\alpha_0}\cdot\left[K_3-K_4\left(A_1+\frac{C_{пз}}{0,25\gamma}\cdot t_2\right)\right]\times \\ \times\left[d_{50c}\left(1+2\sin\alpha_0\right)+D_{k50c}\right], \tag{6.271}$$

де $E_v = 20\cdot10-50\cdot10$ кН/м – модуль пружності ґрунту. Більше значення $E_v$ приймається для зв'язаних вологих ґрунтів.

$\alpha_0$ – кут укладання часток ґрунту, град;

$$a_0 = \arccos\left[0,5\left(1+\sqrt[3]{S_1+S_2}-\left|\sqrt[3]{S_1+S_2}\right|\right)\right];$$

$$S_1 = 0,5-0,172\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega);$$

$$S_2 = \sqrt{5-0,34\frac{\Delta}{\gamma}(1+\omega)},$$

де $\omega$ – вагова вологість ґрунту, частки.

Коефіцієнти $K_3$, $K_4$ і $A_1$ розраховуємо відповідно по формулах (6.152), (6.154), (6.148):

$$K_3 = 2,8\cdot 10^{n_{кр}\cdot в_0};\quad K_4 = 2,8\cdot 10^{(n_{кр}-3)\cdot в_0}+2,5\ 10^{(n_{кр}-2)\cdot в_0};$$

$$n_{кр} = \frac{\lg\left\{3\gamma\cdot\mu\cdot 9,81\left[\pi^3\cdot d_{50c}^3\left(9,81\cdot\Delta\right)^3\cdot D_{k20H}^2\right]^{-1}\right\}}{a_0+2в_0},$$

де $\mu$ – коефіцієнт розпушеності; $\mu = K_{p1}^{-1}$;

$K_{p1}^{-1}$ – коефіцієнт розпушення; $K_{p1}^{-1} = 1,01-1,3$.

$$a_0 = \lg 3\left(\cos^3\alpha_0+\cos^4\alpha_0\right);\quad в_0 = \lg 2\left(\cos^2\alpha_0+\ 2\cos^4\alpha_0\right).$$

$$A_1 = \left\{2\sin\varphi_2\cos^2\alpha_0\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)+\left[\cos\varphi_2+\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)\right]\times\right.$$

$$\left.\times\left(1+2\cos^2\alpha_0\right)\sin\varphi_2\sin\alpha_0\right\}\Big/\left\{\sin\left(\varphi_2+\alpha_0\right)\left[\sin\varphi_2-\cos\left(\varphi_2-\alpha_0\right)\right]\right\};$$

$$t_2 = \cos^2\alpha_0\left(1+\sin^2 a_0\right)+\sin\alpha_0+\cos\alpha_0\left(2+3\cos^3\alpha_0\right).$$

Розмір структурного агрегату після різання ґрунту лемішем запишемо як

$$D_{k50_1} = \frac{D_{k50H}}{i_{рг}} = \frac{\sqrt[3]{a\cdot 2в\cdot K_L}}{i_0\cdot i_{рг}}. \qquad (6.272)$$

Ступінь подрібнення ґрунту боковими ножами визначаємо за формулою (6.232)

$$i_{рв} = \frac{\pi\cdot G_б^2\cdot\cos\left(\varepsilon_2+\varphi_2\right)+12E_v\cdot K_{рб}}{\pi\cdot G_б^2\cdot\cos\left(\varepsilon_2+\varphi_2\right)}, \qquad (6.273)$$

$$G_{б} = \frac{1}{2D_1 \cos\left(\varepsilon_p + \varphi_2\right) \cdot K_L} + \sqrt{\frac{1}{4D_1^2 \cos^2\left(\varepsilon_p + \varphi_2\right) \cdot K_L^2} + \frac{2K_{рб} \cdot E_v}{\cos\left(\varepsilon_p + \varphi_2\right) \cdot K_L}},$$

де

$$D_1 = \frac{9{,}81\pi d_{50c}^3 \cdot \Delta\left(1 - \cos\alpha_0\right)}{6\sin\alpha_0} \cdot \left[K_3 - K_4\left(A_1 + \frac{C_{пз}}{0{,}25\gamma} \cdot t_2\right)\right] \times \\ \times \left[d_{50c}\left(1 + 2\sin\alpha_0\right) + D_{k501}\right]. \tag{6.274}$$

Питомий коефіцієнт опору різанню боковим ножом розрахуємо за формулою (6.264).

Оскільки $a = в_{пр} = 0{,}25 \cdot \left[в_л + 2\left(a - a_1\right) \cdot tg\beta\right]$; $в_3 = \left(a - a_2\right)$; $i = 1$; $a_p = \varepsilon_2$, то отримаємо, що

$$K_{рб} = C_{пз}\left\{\frac{0{,}165\left[в_л + 2\left(a - a_1\right) \cdot \operatorname{tg}\beta\right] \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\left(a - a_1\right) \cdot \cos\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right)} + 1\right\} \cdot \operatorname{tg}\left(\varepsilon_2 + \varphi_2\right) + \\ + 1{,}2\left[в_л + 2\left(a - a_1\right) \cdot \operatorname{tg}\beta\right] \cdot \operatorname{tg}^2\left(45° - 0{,}5\varphi_2\right) \cdot \gamma \times \\ \times \left[\sin\varphi_2 + \cos\left(\varepsilon_2 - \varphi_2\right)\cos\varepsilon_2 \cdot \operatorname{tg}\varphi_1\right] + \frac{0{,}5\left[в_л + 2\left(a - a_1\right) \cdot \operatorname{tg}\beta\right]}{\left(a - a_1\right)} \times \\ \times \left\{0{,}5C_{пз}\left[\operatorname{tg}\left(\varepsilon_2 - \varphi_2\right) + \operatorname{ctg}\varepsilon_2\right]\left[\frac{0{,}66 \cdot \operatorname{ctg}\varphi_2}{\cos\left(\varepsilon_2 - \varphi_2\right)}\right] + 4{,}9\delta_p \operatorname{tg}^2\left(45° - 0{,}5\varphi_2\right)\sin\varphi_2 \cdot \gamma\right\} + \\ + K'\left(Z + \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot X\right)\frac{4}{в_л + 2\left(a - a_1\right) \cdot \operatorname{tg}\beta} + \frac{9{,}81}{g} \cdot \gamma \cdot \frac{\sin\varepsilon_2 \cdot \cos\theta}{\sin\left(\varepsilon_2 + \theta\right)} \cdot V^2. \tag{6.275}$$

Маючи на увазі, що $\varphi_2 = 30°$; $\varphi_2 = 22°$; $\beta = 30°$; $\theta = 10°$; $\varepsilon_2 = 30°$, питомий коефіцієнт опору різанню ґрунту боковим ножом становитиме:

$$K_{рб} = 1{,}73C_{пз}\left\{\frac{0{,}6\left[в_л + 1{,}2\left(a - a_1\right)\right]}{a - a_2} + 1\right\} + 3{,}6\left[в_л + 1{,}2\left(a - a_1\right)\right] + \\ + \frac{0{,}2\left[в_л + 1{,}2\left(a - a_1\right)\right]}{\left(a - a_2\right)}\left(0{,}6C_{пз} + 0{,}6\gamma\delta_p\right) + K'\left(Z + 0{,}4X\right) \times \\ \times \frac{4}{\left[в_л + 1{,}2\left(a - a_1\right)\right]} + 0{,}65\gamma V^2. \tag{6.276}$$

Після різання боковими ножами розмір структурного агрегату набуде розміру

$$D_{k50_2} = \frac{D_{k501}}{i_{рв}} = \frac{\sqrt[3]{a \cdot 2в_{пр} \cdot K_L}}{i_0 \cdot i_{рг} \cdot i_{рв}}. \quad (6.277)$$

Ураховуючи, що $2в_{пр} = 0,25\left[в_л + 2\left(a - a_1\right)\mathrm{tg}\,\beta\right]$, визначимо ступінь подрібнення при стисканні (6.194)

$$i_{ст} = \frac{\left[в_л + 2\,\mathrm{tg}\,\beta\right]}{\left[в_л + 2\left(a - a_1\right)\mathrm{tg}\,\beta\right] - 2\delta_{ст}\sin\varepsilon_2}. \quad (6.278)$$

Отриманий структурний агрегат після стискання буде мати розмір

$$D_{k503} = \frac{D_{k502}}{i_{ст}} = \frac{\sqrt[3]{a \cdot 2в_{пр} \cdot K_L}}{i_0 \cdot i_{рг} \cdot i_{рв} \cdot i_{ст}}. \quad (6.279)$$

Ступінь подрібнення ґрунту розтиранням можна обчислити за формулою (6.198).

## 6.13. Тягові опори розпушенню ґрунту U-подібним копачем

### *6.13.1. Вплив відношення ширини лемеша до товщини шару на тяговий опір розпушенню ґрунту*

Відношення ширини лемеша $в$ до товщини шару розпушування ґрунту $a$ впливає на тяговий опір розпушуванню копача $P_P$ (рис. 6.52). При збільшенні відношення $в/a$ тяговий опір розпушуванню зростає. Наприклад, для відношень $\frac{в}{a} = 0,25;\ 0,5;\ 0,75;\ 1,0;\ 1,75;\ 2,0$ при розпушуванні суглинкового ґрунту, який містить 32,1 % «фізичної глини», вагову вологість 24 %, кут внутрішнього тертя $\varphi_2 = 39°$, кількість ударів твердоміра 10, тяговий опір розпушуванню ґрунту становить відповідно 1,5; 1,75; 2,2; 2,35; 2,6; 2,8; 3,1; 3,25 кН. Для піщаних ґрунтів тяговий опір менше в 5-6 разів порівняно зі суглинковими ґрунтами.

Необхідно відзначити, що після розпушування ґрунту копачем розміри структурних агрегатів $D_{50}$ залежать від відношення $в/a$ (рис. 6.53).

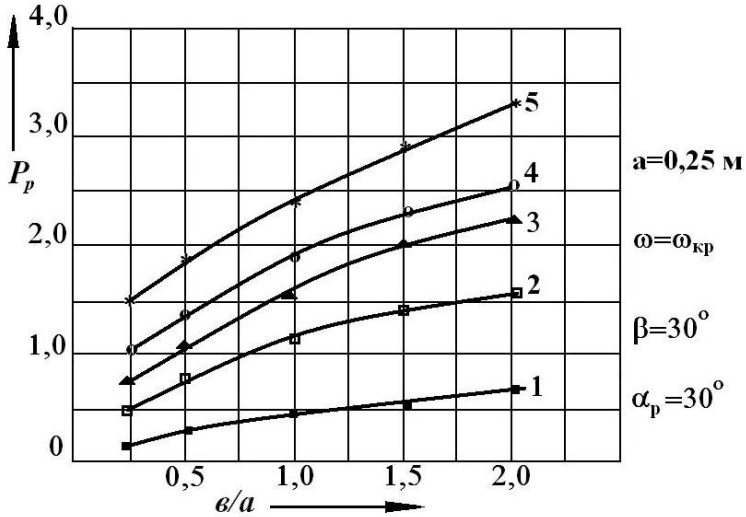



Рис. 6.52. Залежність тягового опору розпушенню ґрунту U-подібним копачем від відношення $в/а$: 1 – піщаний ґрунт (зразок № 1): $d_{50} < 0,01$ мм – 4,4 %, $\omega = 7$ %; $K_\eta = 9,0$; $\varphi_2 = 33°$; $C_y = 1$; 2 – супісок (зразок № 2): $d_{50} < 0,01$ мм – 10,2 %; $\omega = 9$ %; $K_\eta = 73,3$; $\varphi_2 = 36°$; $C_y = 5$; 3 – важкий супісок (зразок № 3): $d_{50} < 0,01$ мм –16,2 мм; $\omega = 12$ %; $K_\eta = 26$; $\varphi_2 = 38°$; $C_y = 7$; 4 – суглинок (зразок № 4): $d_{50} < 0,01$ мм – 21,3 %; $\omega = 18$ %; $K_\eta = 26,6$; $\varphi_2 = 38°$; $C_y = 8$; 5 – важкий суглинок (зразок № 5): $d_{50} < 0,01$ мм – 32,1 %; $\omega = 24$ %; $K_\eta = 20$; $\varphi_2 = 39°$; $C_y = 10$ С

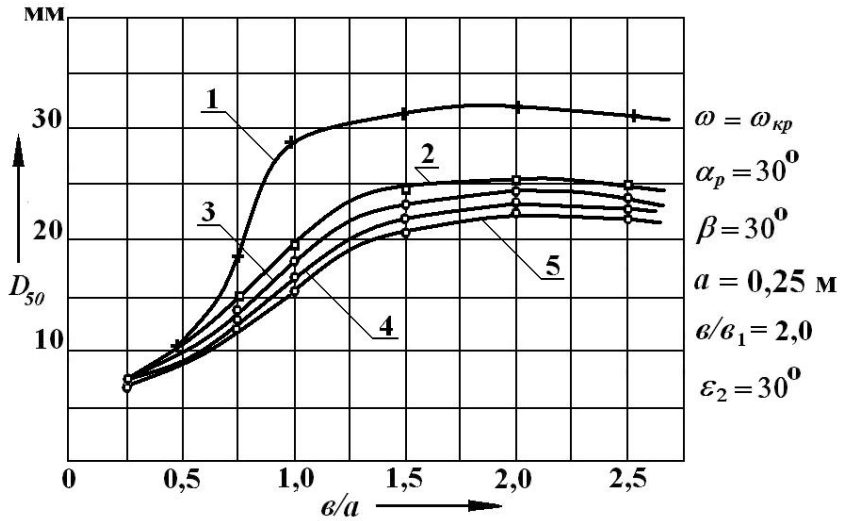



Рис. 6.53. Залежність розміру структурних агрегатів $D_{50}$ від відношення $в/а$: 1 – зразок ґрунту № 1; 2 – зразок № 2; 3 – зразок № 3; 4 – зразок № 4; 5 – зразок № 5

Чим менше відношення $в/a$, тим менше розмір структурних агрегатів після розпушування ґрунту. Як показали наші дослідження, найбільш сприятливі розміри структурних агрегатів $D_{50}$, що забезпечують найменші осьові зусилля виносу бульби картоплі ( $P_{0i} = 0{,}15 - 0{,}175$ кН), є розміри $D_{50} = 5 - 10$ мм. Такі розміри структурних агрегатів ґрунту формуються для лемеша копача з відношенням параметрів

$$\frac{в}{a} = 0{,}5 - 0{,}6\,. \qquad (6.280)$$

### *6.13.2. Вплив відношення ширини лемеша до ширини звуження днища копача на тяговий опір розпушуванню ґрунту*

Збільшення відношення ширини лемеша $в$ до ширини звуження днища $в_1$ веде до зростання тягового опору розпушуванню ґрунту (рис. 6.54). Але при цьому знижується розмір структурних агрегатів $D_{50}$ після розпушування ґрунту. Наприклад, при розпушуванні суглинкового ґрунту (зразок 5) копачем, який має кути кришення $\alpha_р = 30°$ і нахилу бокових ножів до вертикалі $\beta = 30°$ , при відношенні $\frac{в}{a} = 0{,}5;\ 1{,}0;\ 2{,}0$ збільшення відношення $в/в_1$ від 0,5 до 2,5 веде до зменшення структурних агрегатів $D_{50}$ відповідно зі 40 до 8 мм; із 68 до 8 мм; зі 100 до 15 мм.

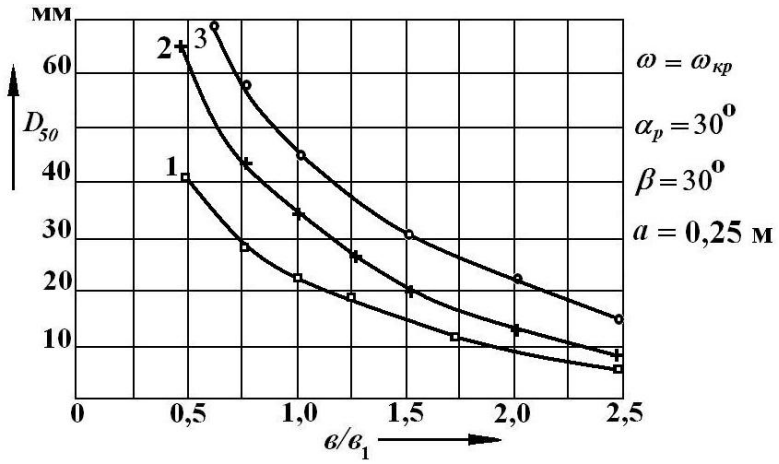



Рис. 6.54. Залежність розміру структурних агрегатів $D_{50}$ від відношення $в/в_1$ : 1 – $в/a$ = 0,5; 2 – $в/a$ = 1,0; 3 – $в/a$ = 2,0

Розпушування ґрунту на структурні агрегати розміром від 5,0 до 10,0 мм забезпечується при відношенні $\frac{в}{в_1} = 2,0 - 2,3$. Тоді раціональна ширина звуження днища дорівнюватиме

$$в_1 = (0,22 - 0,3)a. \qquad (6.281)$$

### *6.13.3. Вплив кількості ударів твердоміра на питомий коефіцієнт опору розпушуванню ґрунту U-подібного копача*

U-подібний копач, який використовується в дослідженні (рис. 6.23), має такі параметри: кут кришення лемеша $\alpha_p = 30°$; кут нахилу бокових ножів до вертикалі $\beta = 30°$; кут зсуву бокових ножів $\varepsilon_i = 30°$; відношення $\frac{в}{a} = 0,5$ і $\frac{в}{в_1} = 2,0$; ширину захвату копача $B = 0,45$ м. Розпушування ґрунту проводили на глибині 0,25 м. Для зіставлення вибрано типовий копач з плоским лемішем трапецієподібної форми: кут кришення лемеша $\alpha_p = 30°$, ширина захвату копача $B = 0,45$ м. Швидкість руху копача 3,0 м/с.

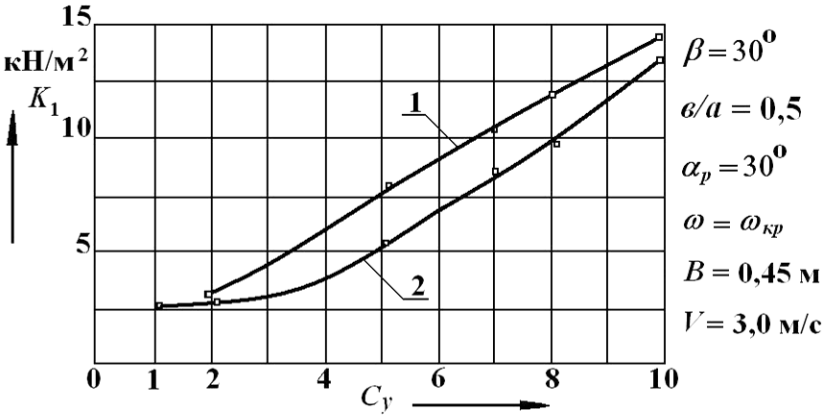



Рис. 6.55. Залежність питомого опору розпушуванню ґрунту $K_1$ від кількості ударів твердоміра ДорНДІ $C_y$: 1 – для плоского копача трапецієподібної форми; 2 – для U-подібного копача

Нами було встановлено, що питомий коефіцієнт опору розпушуванню ґрунту $K_1$ для U-подібного копача менше, ніж у плоского копача трапецієподібної форми в 1,18-1,35 раза (рис. 6.55). Із збільшенням кількості ударів твердоміра $C_y$ коефіцієнт $K_1$ зростає. Наприклад, для

U-подібного копача збільшення кількості ударів твердоміра з 1 до 10 спричиняє зростання питомого коефіцієнта опору розпушуванню з 2,5 до 14,0 кН/м$^2$.

Із збільшенням числа ударів твердоміра розмір структурних агрегатів для плоского лемеша зменшується зі 130 до 100 мм (рис. 6.56), що не задовольняє вимогам викопування бульб картоплі. За такої самої умови для U-подібного копача розмір структурних агрегатів коливається в допустимих межах (від 8 до 11 мм).

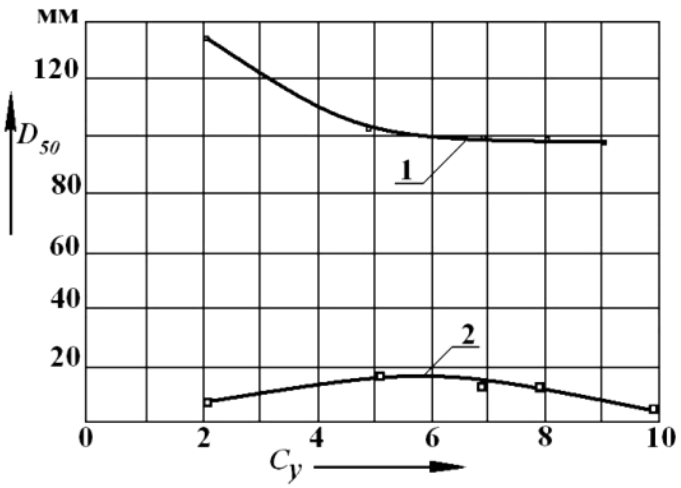



Рис. 6.56. Залежність розмірів структурних агрегатів $D_{50}$ від кількості ударів твердоміра $C_y$: 1 – для плоского копача трапецієвидної форми; 2 – для U-подібного копача

Питомий коефіцієнт опору розпушуванню ґрунту відповідно до кількості ударів твердоміра можна розрахувати за формулою

$$K_1 = 1,72 \cdot e^{0,224 C_y} \tag{6.282}$$

Тяговий опір розпушенню ґрунту U-подібного копача дорівнює

$$P_p = K_1 B \cdot a = 1,72 \cdot e^{0,224 C_y} \cdot B \cdot a. \tag{6.283}$$

## 6.14. Удосконалений картоплекопач і результати його випробування

За результатами теоретичних досліджень розроблено конструкцію удосконаленого картоплекопача (рис. 6.57), який складається з рами 1, U-подібних копачів 2, опорних коліс 3, механізму регулювання глибини розпушування 4, навіски 5, показника глибини розпушування 6.

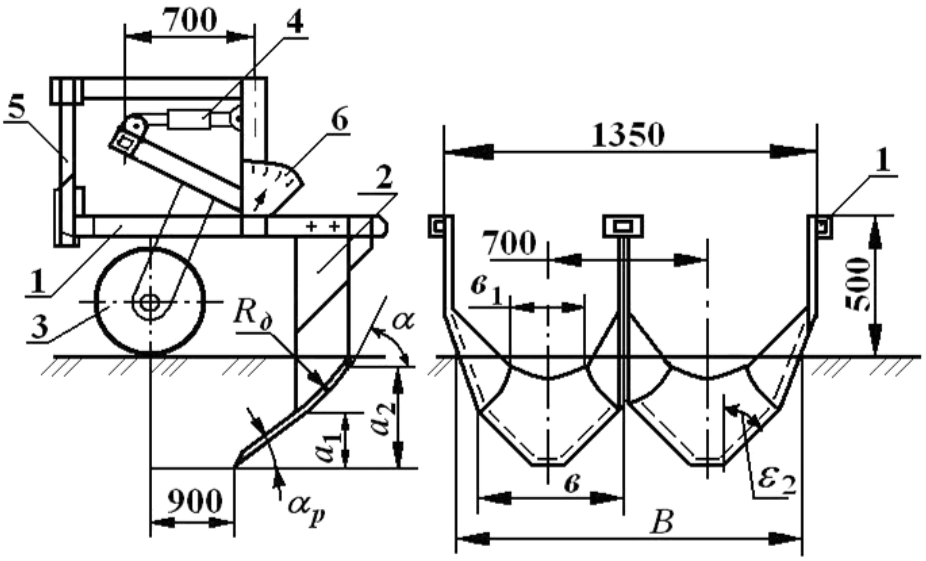



Рис. 6.57. Схема удосконаленого картоплекопача

Рама 1 – коробчаста, зварена з труб прямокутного профілю. Опорні колеса 3 кріпляться на прямокутному брусі, який шарнірно приєднаний до основної рами з двох протилежних сторін. Підйом і опускання бруса, а значить, і опорних коліс, виконується гвинтом. За допомогою покажчика 6 можна встановити необхідну глибину розпушування ґрунту. Ширина захвату картоплекопача $B_0 = 1,28$ м. Викопування бульб виконується з двох рядків. Ширина міжряддя 0,7 м.

U-подібний копач має такі конструктивні параметри: ширина лемеша $в = 0,45$ м; висота днища $a_2 = 0,24$ м; висота лемеша $a_1 = 0,075$ м; ширина звуження днища $в_1 = 0,225$ м; кути: різання $\alpha_p = 25°$; зсуву бокової стінки $\varepsilon_2 = 30°$; нахилу днища до горизонталі $\alpha = 52°$; нахилу бокової стінки до вертикалі $\beta = 26°$; радіус кривизни днища $R_д = 0,19$ м; ширина бокової стінки $\delta_{ст} = 0,25$ м. Ширина захвату копача $B = 0,64$ м (Кобець А.С. [44]; Кобець А.С., Сокол С.П. [48]).

Удосконалений картоплекопач на відміну від копача КСТ-1,4А не має сепараторних елеваторів, що значно спрощує його конструкцію.

Картоплекопач працює у такий спосіб. За допомогою гвинтової пари встановлюють необхідну глибину розпушування ґрунту. Покажчик глибини розпушування 6 покаже результат регулювання. Під час руху трактора знаряддя заглиблюється і розпушує ґрунт. Шар ґрунту з

бульбами рухається всередину копача. Шар ґрунту додатково кришиться боковими ножами у вертикальній площині, стискується боковими стінками і при виході з робочого органу розтирається. Ґрунт після кришення лягає на дно борозни. Бульби під дією виштовхувальних сил, які виникають в зоні стискання, виходять на денну поверхню без ґрунту. У дослідженнях швидкість руху для вдосконаленого картоплекопача змінювалася від 0,5 до 3,3 м/с.

Повнота викопування бульб $\eta$ характеризувалася відсотковим відношенням маси викопаних бульб $Q_{1K}$ до маси всіх бульб $Q_K$, які знаходяться на дослідному полі до підкопування. Маса всіх бульб визначається як сума мас $Q_{2K}$ підкопаних і непідкопаних бульб:

$$\eta = \frac{Q_{1K}}{Q_{1K} + Q_{2K}} \cdot 100\ \%. \tag{6.284}$$

За агротехнічними вимогами повнота викопування повинна бути не менше 97-98 %. Ступінь подрібнення ґрунту являє собою відношення розміру структурних агрегатів $D_{50H}$ до розміру структурних агрегатів після розпушування ґрунту $D_{50K}$:

$$i = \frac{D_{50H}}{D_{50K}} \tag{6.285}$$

Початковий розмір структурних агрегатів визначали за формулою

$$D_{50H} = \frac{\sqrt[3]{a \cdot в \cdot K_L}}{i_0}, \tag{6.286}$$

де $a$ – глибина розпушування ґрунту, м;

$в$ – ширина лемеша, м;

$i_0$ – первинний ступінь подрібнення ґрунту після підгортання.

Розмір структурних агрегатів $D_{50}$ після розпушування визначали за методикою, яка розроблена на кафедрі тракторів і сільськогосподарських машин Дніпровського державного аграрно-економічного університету. Спеціальний шаблон розміром 250×250 мм (рис. 6.58) вставляли в розпушений ґрунт. Одна зі сторін шаблону звільнювалася від ґрунту в

такий спосіб, щоб було видно ділянку розпушеного ґрунту, який досліджується. Шаблон виконано з органічного скла товщиною 5 мм.

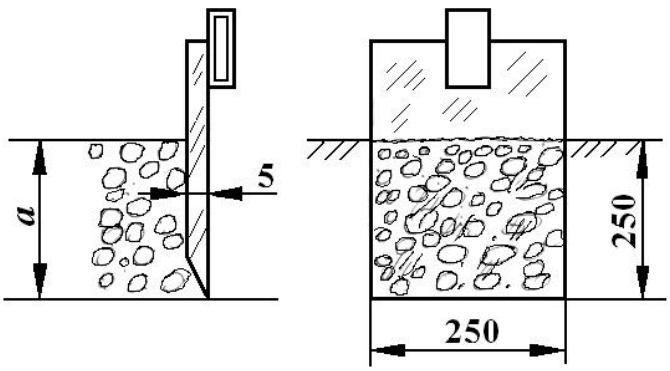



Рис. 6.58. Шаблон для визначення розмірів структурних агрегатів після розпушування ґрунту

Ступінь пошкодження бульб $\psi$ – найбільш важливий показник для оцінки робочого органу копача:

$$\psi = \frac{\varphi_n}{\varphi_0} \cdot 100\ \%, \tag{6.287}$$

де $\varphi_n$ – кількість пошкоджених бульб;

$\varphi_0$ – кількість бульб, яка знаходиться на дослідному полі.

Необхідний ступінь подрібнення ґрунту повинен задовольняти умову

$$[i] = \frac{K_d \cdot \sqrt[3]{a \cdot в \cdot K_L}}{i_0}, \tag{6.288}$$

де $a$ і $в$ – відповідно глибина розпушування ґрунту і ширина лемеша, м;

$K_L$ – приведена довжина шару ґрунту, м; $K_L$ = 1,0 м;

$i_0$ – первинний ступінь подрібнення ґрунту, м;

$K_d$ – коефіцієнт, який залежить від кінцевого розміру структурних агрегатів: при $D_{50K}$ = 0,01 м; $K_d = 1/D_{50K} = 100$; при $D_{50K}$ = 0,02 м $K_d = 50$.

Для запропонованого копача при $a = 0,3$ м; $в = 0,45$ м; $i_0 = 5,6$; $D_{50K}$ = 10 мм.

$$[i] = \frac{0,87 \cdot 100 \sqrt[3]{0,3 \cdot 0,45 \cdot 1,0}}{5,6} = 7,96. \qquad (6.289)$$

Коефіцієнт різнозернистості має становити від 5 до 15. Згідно з вимогами ступінь подрібнення не повинен перевищувати для копача 3 %, для комбайна на кам'янистих ґрунтах – 10 %, перезволожених важких ґрунтах – 5 %. Досліди проводили на полі вибірково, в 15 місцях. Повторність дослідів 5-кратна.

Тяговий опір картоплекопачів визначали за допомогою тягового пружинного динамометра Горячкіна В.П. Межа зусилля, яке замірялося динамографом, 20 кН, похибка приладу ±3 %, довжина тягових ланок 530 мм, маса приладу 25 кг, швидкість руху стрічки 0,01 м/с.

Кількість підкопаного ґрунту, що характеризує завантаження робочих органів, встановлювали шляхом зважування 1 м довжини підкопаного ґрунту. Питоме завантаження ґрунтом $Q_n$ визначали шляхом множення цієї величини на швидкість пересування знаряддя. У табл. 6.8 та табл. 6.9 наведені характеристики досліджуваних ділянок і культур.

Питоме навантаження розрахували за формулою

$$Q_n = \varphi \cdot V \left( \gamma + \frac{\omega}{100} \right) \cdot \left( 10 \cdot S - \frac{B_0 \cdot Q}{100 \cdot \gamma_K} \right), \qquad (6.290)$$

де $\varphi$ – кількість рядків, які збираються знаряддям; $\varphi = 2$;

$V$ – швидкість руху картоплекопача, м/с;

$\gamma$ – об'ємна маса сухого ґрунту, кг/м$^3$;

$S$ – переріз грядки, що знімається одним лемешем, м;

$\gamma_K$ – питома маса картоплі при збиранні, кг/м$^3$;

$Q$ – урожайність картоплі, ц/га.

Переріз грядки $S$ для удосконаленого копача при глибині розпушування $a = 0,25$ м буде дорівнювати

$$S = 0,5\pi \cdot в \cdot a_1 + в\left(a - a_1\right) + \left(a - a_1\right)^2 \cdot \operatorname{tg}\beta, \qquad (6.291)$$

де $в$ – ширина лемеша копача, м;

$a_1$ – висота установки бокових ножів, м;

$\beta$ – кут нахилу до вертикалі бокових ножів, град.

Таблиця 6.8. Характеристика ділянки випробувань (ґрунт – середній суглинок)

| Показник | Значення показника |
|---|---|
| Фізико-механічні властивості ґрунту: | |
| $\gamma$ – об'ємна маса, т/м$^3$ | 1,35 |
| $\varphi_2$ – кут внутрішнього тертя, град | 31 |
| $\varphi_1$ – кут зовнішнього тертя, град | 23 |
| $D_{50}$ – умовний середній розмір структурних агрегатів перед викопуванням, м | 0,08 |
| $K_\eta$ – коефіцієнт різнозернистості агрегатів | 32 |
| Початковий ступінь подрібнення ґрунту $i_0$ | 5,6 |
| Твердість ґрунту (МПа) у певному шарі, м: | |
| 0-0,05 | 0,63 |
| 0,05-0,10 | 0,69 |
| 0,10-0,15 | 1,02 |
| 0,15-0,20 | 1,19 |
| 0,20-0,25 | 1,32 |
| Вагова вологість ґрунту $\omega$ (%) у певному шарі, м: | |
| 0-0,05 | 18,0 |
| 0,05-0,10 | 17,3 |
| 0,10-0,15 | 16,9 |
| 0,15-0,20 | 17,1 |
| 0,20-0,25 | 17,2 |
| Кількість бур'янів на 1 м$^2$, шт. | 102 |
| Попередник | Зернові |
| Попередній обробіток | Підгортання |

Таблиця 6.9. Характеристика картоплі за гребеневого способу садіння

| Показник | Значення показника |
|---|---|
| Ширина міжрядь, м | 0,7 |
| Фактичний урожай, ц/га | 119 |
| Стан бадилля | сухе |
| Висота гребенів, м | 0,17 |
| Кількість кущів, тис. шт./га | 62300 |
| Характеристика куща: | |
| висота, м | 0,270 |
| ширина, м | 0,46 |
| полеглість, % | 72 |
| довжина прямого бадилля, м | 0,7 |
| Характеристика гнізда: | |
| ширина, м | 0,27 |
| глибина залягання нижньої картоплини, м | 0,18 |
| Характеристика бульб за масою, % | |
| від 20 до 50 г | 20 |
| від 50 до 100 г | 41 |
| більше 100 г | 39 |
| Питома вага бульб, т/м$^3$ | 2,4 |

Для копача КСТ-1,4А

$$S = в \cdot a. \tag{6.292}$$

Результати випробувань підтвердили, що якість викопування бульб картоплі удосконаленим картоплекопачем задовольняє агротехнічні вимоги. Повнота викопування бульб запропонованим картоплекопачем залежить від швидкості його руху і необхідної висоти підйому бульб від поверхні грядки (рис. 6.59). Із збільшенням швидкості руху картоплекопача зростає повнота викопування бульб. Зазначимо, що в першу чергу на денну поверхню виходять великі бульби. Для підйому бульб на висоту $Y = 0{,}1$ м від поверхні грядки повнота викопування $\eta$ (0,99 %) забезпечується при швидкості руху картоплекопача $V > 1{,}55$ м/с.

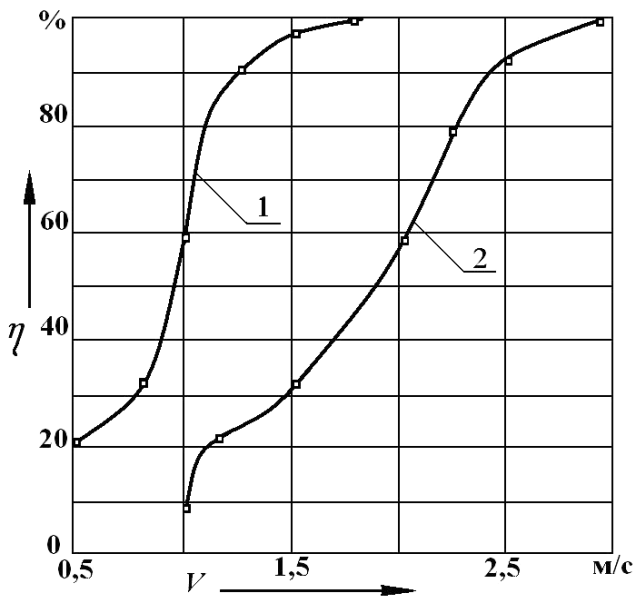



Рис. 6.59. Залежність повноти викопування бульб $\eta$ від швидкості руху $V$ удосконаленого картопле-копача при висоті підйому бульб від поверхні грядки: 1– $Y = 0{,}1$ м; 2 – $Y = 0{,}4$ м

При швидкостях $V = 0{,}5;\ 0{,}75;\ 1{,}0;\ 1{,}5$ м/с повнота викопування бульб становить відповідно $\eta = 21$ % – бульби масою більше 200 г; 32 % – бульби масою більше 100 г; 60 % – бульби масою більше 50 г; 98 % – бульби масою більше 20 г. Для комбайнів висота підйому бульб повинна становити $Y = 0{,}4$ м. Для повного викопування бульб на цю висоту

підйому необхідно забезпечити швидкість руху картоплекопача $V \geq 3,0$ м/с.

Для картоплекопача КСТ-1,4А швидкість руху $V$ не впливає на повноту викопування бульб. Це пояснюється тим, що бульби разом з ґрунтом транспортуються на сепарувальний елеватор. Більш дрібні бульби, масою менше 30 г, просіваються крізь прутки елеватора. Повнота викопування становить $\eta = 82 - 88$ %.

Як показують проведені досліди, у всіх випадках ступінь пошкодження бульб $\psi$ удосконаленим картоплекопачем не перевищував 0,3 % з коефіцієнтом варіації 0,28. Для картоплекопача КСТ-1,4А ступінь пошкодження бульб становив $\psi = 4 - 5$ % з коефіцієнтом варіації 0,35.

Леміш удосконаленого картоплекопача дає питоме завантаження ґрунтом $Q_n$ на 25 % менше, ніж в існуючого картоплекопача КСТ-1,4А (табл. 6.10).

За ступенем подрібнення можна судити про якість підготовки ґрунту та її подальший вплив на викопування бульб. Для удосконаленого картоплекопача необхідний ступінь подрібнення ґрунту повинен становити $[i] = 7,96$ (табл. 6.11).

Таблиця 6.10. Питоме завантаження ґрунтом

| Переріз грядки, що знімається одним лемішем картоплекопача | | Питоме завантаження ґрунтом лемеша картоплекопача $Q_n$, кг/с | | Відхилення, % |
|---|---|---|---|---|
| удосконаленого | КСТ-1,4А | удосконаленого | КСТ-1,4А | |
| 0,14 м² | ***Швидкість, V* = 1,55 *м/с*** | | | 25 |
| | 0,175 м² | 11,5 | 14,48 | |
| | ***Швидкість, V* = 2,00 *м/с*** | | | 25 |
| | 0,175 м² | 14,8 | 18,68 | |
| | ***Швидкість, V* = 3,00 *м/с*** | | | 25 |
| | 0,175 м² | 22,25 | 27,75 | |

Середнє значення ступеня подрібнення ґрунту удосконаленим картоплекопачем дорівнює $\overline{\tilde{i}} = 9,18$, зважене середнє квадратичне відхилення – $\overline{\tilde{\sigma}}_i = 0,76$.

Середній розмір кінцевих структурних агрегатів становить $\tilde{D}_{50K} = 0,0087$ м, що відповідає агротехнічним вимогам. Коефіцієнт різнозернистості структурних агрегатів дорівнює в середньому $K_\eta = 9 - 10$.

Для картоплекопача КСТ-1,4А за необхідного ступеня подрібнення $[i]=9,23$ (табл. 6.11) фактичний середній ступінь подрібнення ґрунту становить $\overline{\tilde{i}}=2,47$, а зважене середнє квадратичне відхилення $\overline{\tilde{\sigma}}_i=0,16$. Середній розмір структурних агрегатів дорівнює $\tilde{D}_{50K}=0,031$ м з коефіцієнтом різнозернистості $K_\eta=43-46$. Існуючий картоплекопач КСТ-1,4А не забезпечує необхідну якість подрібнення ґрунту.

При обґрунтуванні якості подрібнення ґрунту вибираємо початок відліку $i=9,0$ (табл. 6.11) і приймаємо інтервал $\Delta h=0,5$. Середнє значення ступеня подрібнення ґрунту

$$\overline{\tilde{i}}=i+\Delta h\cdot\overline{\theta}=9,0+0,5\cdot0,36=9,18$$

де $\overline{\theta}=\dfrac{5,4}{15}=0,36.$

$$\overline{\tilde{i}}=i+\Delta h\cdot\overline{\xi}=8,9+0,5\cdot0,46=9,13,$$

де $\overline{\xi}=\dfrac{6,9}{15}=0,46$.

Зважене середнє квадратичне відхилення обчислимо в такий спосіб:

$$\overline{\tilde{\sigma}}=\Delta h\cdot\sqrt{\overline{\theta}^2-(\theta)^2}=0,5\sqrt{2,44-0,36^2}=0,76,$$

де $\overline{\theta}^2=\dfrac{36,62}{15}=2,44$.

Середній розмір кінцевих структурних агрегатів становитиме

$$\tilde{D}_{50K}=\frac{0,08}{9,18}=0,0087\ \text{м}.$$

Початок підрахунку дорівнює $i=2,4$ (табл. 6.11). Середнє значення ступеня подрібнення ґрунту запишемо так:

$$\overline{\tilde{i}}=i+\Delta h\cdot\overline{\theta}=2,4+0,5\cdot0,153=2,47,$$

де $\overline{\theta} = \frac{2,3}{15} = 0,153$.

Таблиця 6.11. Ступінь подрібнення ґрунту картоплекопачами

| Середнє значення ступеня подрібнення | Кількість, $t$ | Потрібне значення ступеня подрібнення, $[i]$ | Розмір структурних агрегатів, $\tilde{D}_{50K}$, м | Розрахунок | | | Контроль | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $\theta$ | $t\theta$ | $t\theta^2$ | $\xi$ | $t\xi$ | $t\xi^2$ |
| *Удосконалений картоплекопач* | | | | | | | | | |
| 7,2 | 1 | 7,96 | 0,011 | –1,8 | –1,8 | 3,24 | –1,7 | –1,7 | 2,89 |
| 7,6 | 1 | | 0,01 | –1,4 | –1,4 | 1,96 | –1,3 | –1,3 | 1,69 |
| 8,2 | 2 | | 0,01 | –0,8 | –1,6 | 1,28 | –0,7 | –1,4 | 0,98 |
| 8,9 | 3 | | 0,009 | –0,1 | –0,3 | 0,03 | 0 | 0 | 0 |
| 9,1 | 4 | | 0,008 | 0,1 | 0,4 | 0,04 | 0,2 | 0,8 | 0,16 |
| 11,3 | 3 | | 0,007 | 2,3 | 6,9 | 15,87 | 2,4 | 7,2 | 17,28 |
| 12,2 | 1 | | 0,006 | 3,2 | 3,2 | 10,2 | 3,3 | 3,3 | 10,89 |
| ∑ | 15 | | | | 5,4 | 32,62 | | 6,9 | 22,77 |
| *Картоплекопач КСТ-1,4А* | | | | | | | | | |
| 2 | 1 | 9,23 | 0,04 | –0,4 | –0,4 | 0,16 | –0,5 | –0,5 | 0,25 |
| 2,3 | 3 | | 0,035 | –0,1 | –0,3 | 0,03 | –0,2 | –0,6 | 0,25 |
| 24 | 5 | | 0,033 | 0 | 0 | 0 | –0,1 | –0,5 | 0,05 |
| 2,8 | 4 | | 0,028 | 0,4 | 1,6 | 0,64 | 0,3 | 1,2 | 0,36 |
| 3,1 | 2 | | 0,026 | 0,7 | 1,4 | 0,98 | 0,6 | 1,2 | 0,72 |
| ∑ | 15 | | | | 2,3 | 1,81 | | 0,8 | 1,5 |

Зважене середнє квадратичне відхилення дорівнює

$$\tilde{\overline{\sigma}}_i = \Delta h \cdot \sqrt{\overline{\theta}^2 - \left(\overline{\theta}^2\right)} = 0,5\sqrt{0,12 - (0,123)^2} = 0,16,$$

де $\overline{\theta}^2 = \frac{1,81}{15} = 0,12$.

Для контролю початок підрахунку приймемо $i = 2,5$.

Тоді

$$\tilde{\overline{i}} = i + \Delta h \cdot \overline{\xi} = 2,5 + 0,5 \cdot 0,53 = 2,5$$

де $\overline{\xi} = \frac{0,8}{15} = 0,053$.

Зважене середнє квадратичне відхилення становить

$$\overline{\tilde{\sigma}}_i = \Delta h \cdot \sqrt{\overline{\xi}^2 - \left(\overline{\xi}^2\right)} = 0,5\sqrt{0,1 - (0,053)^2} = 0,16,$$

де $\overline{\xi}^2 = \dfrac{1,5}{15} = 0,1.$

Середній розмір структурних агрегатів дорівнює

$$\tilde{D}_{50K} = \frac{0,093}{2,47} = 0,037 \text{ м.}$$

Тяговий опір удосконаленого картоплекопача менше і становить 4,2 кН замість 10 кН картоплекопача КСТ-1,4А (рис. 6.60). Це пояснюється тим, що ширина лемеша удосконаленого картоплекопача менше і становить 0,45 м замість 0,7 м для КСТ-1,4А, що знижує тяговий опір робочого органу. Крім того, зниження маси агрегату з 1320 до 600 кг зменшує опір руху від сил інерції, на схил у 2–2,1 рази.

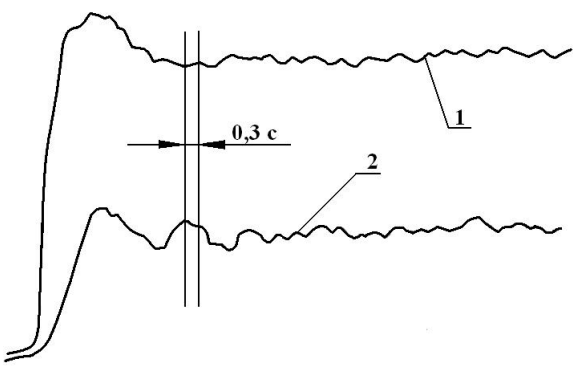



Рис. 6.60. Динамограми тягових опорів картоплекопачів: 1 – КСТ-1,4А; 2 – удосконаленого копача

Збільшення швидкості руху вдосконаленого картоплекопача від 1,55 до 3,3 м/с практично не впливає на тяговий опір агрегату.

Розроблені математичні моделі взаємодії копачів картоплі з ґрунтом і бульбами дають можливість подальшого конструювання робочих органів і визначення їх оптимальних параметрів. Розроблений за результатами досліджень U-подібний копач має ряд суттєвих переваг над існуючими копачами.

## СПИСОК БІБЛІОГРАФІЧНИХ ПОСИЛАНЬ


1. **Авдоньев Е.Я.** Геометрия роющих и режущих органов растений и животных. *Прикладная геометрия и инженерная графика*. Киев: Будівельник, 1982. Вып. 33. С. 37-39.
2. **Бабицкий Л.Ф.,** Витвицкий А.Г. Перспективы создания рабочих органов плоскорезов-рыхлителей почвы. *Механизация сельскохозяйственного производства (технические науки):* науч. труды / Крымский ГАУ. Симферополь, 2000. Вып. 65. С. 15-19.
3. **Бабицкий Л.Ф.**, Бауков А.В. Определение основных геометрических параметров зубчатых роющих органов биологических прототипов землероев. *Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов*: науч. труды / ЧИМЭСХ. Челябинск, 1976. Вып. 118. С. 51-56.
4. **Баловнев В.И.** Новые методы расчета сопротивлений резанию грунтов. М.: Росвузиздат, 1963. 96 с.
5. **Бауков А.В.,** Кушнарев А.С. Использование методов механики сплошных сред при проектировании рыхлительных рабочих органов культиваторов. *Вопросы механизации сельского хозяйства*: сб. трудов / МИМСХ. Мелитополь, 1971. Т. 17. С. 17-32.
6. **Бауков А.В.**, Кушнарев А.С. Поперечный профиль рыхлительного рабочего органа и процесс трещинообразования. *Научные труды / МИМСХ*. Мелитополь. 1967. Т. 5, вып. 3.: Почвообрабатывающие и посадочные машины. С. 22-34.
7. **Бахвалов С.В.**, Бабушкин Л., Иваницкая В.П. Аналитическая геометрия. М.: Учпедгиз, 1962. 367 с.
8. **Бондарєв С.І.** Вплив ступеня спрацювання лез культиваторних лап на енергетичні та якісні показники їх роботи. *Науковий вісник НАУ*. Київ, 2002. Вип. 50. С. 227-230.
9. **Босой Е.С.**, Верняев О.В., Смирнов И.И., Султан-Шах Е.Г. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: учеб. для вузов / под ред. Е.С. Босого. / *2-е* изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977. 568 с.
10. **Брагинец Н.В.**, Шовкопляс А.В. Анализ конструкций дисковых рабочих органов и теоретическое обоснование повышения эффективности процесса обработки почвы за счет использования более совершенных рабочих органов. URL: http://www.khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_111/statia_13.pdf

11. **Бугайченко Н.В.** Определение коэффициента трения сорняка на лезвии лапы культиватора. *Усовершенствование почвообрабатывающих машин:* материалы науч.-техн. совета ВИСХОМ.М.: ВИСХОМ, 1963. С. 76-87.

12. **Бурченко П.Н.** Механико-технологические основы почвообрабатывающих машин нового поколения. М.: ВИМ, 2002. 211 с.

13. **Бурченко П.Н.,** Иванов А.Н., Кирюхин В.Г., Орлов Н.М. Энергетическая оценка корпусов КСЭ-01 и плугов для работы на повышенных скоростях. *Тракторы и сельхозмашины.* 1970. № 9. С. 22-25.

14. **Бурченко П.Н.**, Хумаров Р.Т. Адгезионные свойства почвы при взаимодействии с различными материалами. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.* 1971. № 5. С. 34-35.

15. **Василенко П.М.** Вопросы методики экспериментальных решений задач сельскохозяйственной техники. *Земледельческая механика*: начуч. труды / ВАСХНИЛ. М., 1996, Т. IX. С. 46-57.

16. **Василенко П.М.** Основи аналітичних методів землеробської механіки / за ред. В.М. Булгакова, В.П. Василенко. Київ: НАУ, 1998. 28 с.

17. **Василенко П.М.**, Бабий П.Т. Культиваторы. Киев: УАСА, 1961. 237 с.

18. **Василенко П.М.**, Короткевич П.С. О влиянии формы бокового профиля режущих рабочих органов и скорости движения на их тяговое сопротивление. *Тракторы и сельхозмашины*. 1965. № 8. С. 25-27.

19. **Васильковский С.М.** Работа культиваторов в условиях Среднего Поволжья. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.* 1974. № 2. С. 14-17.

20. **Веников А.Г.** Обоснование формы бокового профиля и величины выноса рабочей части стойки плоскорежущей лапы. *Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов*: науч. труды / *ЧИМЭСХ*. Челябинск, 1980. Вып. 158. С. 39-42.

21. **Верняев О.В.** Активные рабочие органы культиваторов. М.: Машиностроение, 1983. 80 с.

22. **Ветохін В.** І. Системні та фізико-механічні основи проектування розпушувачів ґрунту: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Глеваха, 2010. 40 с.

23. **Ветров Ю.А.** Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 360 с.

24. **Волик Б.А.**, Теслюк Г.В., Семенюта А.Н., Сердюк Д. Аналитическое обоснование параметров и результаты полевых исследований дискового плуга. *Образование и наука XXI век - 2010:* материалы за VI междунар. науч. практ. конф., г. София, 17-25 окт. 2010 г. София: Бял ГРАД-БГ, 2010.

Т. 17: Екология. География и геология. Химия и химически технологии. Селско стопанство. С. 58-64.

25. **Волик Б.А.** Элементы теории виртуального моделирования взаимодействия режущего периметра с почвой. *Вісн. Дніпропетр. держ. аграр. ун-ту*. 2004. № 1. С. 61-64.
26. **Волик Б.**, Теслюк Г., Золотовська О., Майстришин Р. Аналіз будови тіла морських тварин на можливість прийняття її за біологічний аналог ґрунтообробних робочих органів. *Техніка і технології в АПК*. 2018. Вип. 5(104). С. 7-9.
27. **Гаврильченко О.С.** Обґрунтування параметрів та розробка конструкції культиваторних лап з криволінійним лезом: дис. … канд. техн. наук: 05.05.11. Глеваха, 2005. 160 с.
28. **Ганженко О.М.** Обґрунтування параметрів дискового робочого органу з внутрішніми вирізами. *Механізація та електрифікація сільського господарства.* 2010. Вип. 94. С. 177-183. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2010_94_20.
29. **Головко А.И.,** Крамарев С.М., Бондарь В.П. Результаты комплексного изучения выращивания кукурузы. *Земледелие,* 1993. № 7. С. 29-31.
30. **Горячкин В.П.** Проектирование разгибающихся поверхностей отвала. *Собрание сочинений:* в 3 т. М.: Колос, 1965. Т. 2. С. 401−415.
31. **Горячкин В.П.** Собрание сочинений: в 3-х т. / под ред. Н.Д. Лучинского. 2-е изд. М.: Колос, 1968. 720 с.
32. **Григорян Ш.М.**, Сухудян Р.А. Обоснование параметров полольных лап.: науч. труды / Арм. НИИМЭСХ. Ереван, 1968. Вип. 5. С. 279-293.
33. **Гуков Я.С.** Оборобіток ґрунту. Технологія і техніка. Київ: Нора-Принт, 1999. 280 с.
34. **Гячев Л.В.** Теория лемешно-отвальной поверхности: труды Азово-черноморского ин-та МСХ. Зерноград, 1961. Вып.13. 318 с.
35. **Домбровский Н.Г.**, Панкратов С.А. Землеройные машины. М.: Госстройиздат, 1961. 652 с.
36. **Дубровін В.О.**, Тищенко С.С., Теслюк В.В., Волянський М.С. Сільськогосподарські машини. Теорія і розрахунок робочих органів машин для поверхневого обробітку ґрунту: навч. посіб. Київ: ВЦ НУБіП України ; ЦП Компринт, 2015. 158 с.
37. **Есоян А.М.**, Тонапетян П.А., Аракелян А.А. К теории оптимизации параметров сферических дисков почвообрабатывающих машин. *Известия Гос. аграр. ун-та Армении*. Ереван, 2006. № 2. С. 56- 58.
38. **Ефимов Н.В.** Краткий курс аналитической геометрии. М.: Физматгиз,

1993. 227 с.

39. **Зеленин А.Н**. Основы разрушения грунтов механическими способами: монография / изд. 2-е перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1968. 320 с.
40. **Износ** деталей сельскохозяйственных машин / М.М. Севернев и др. ; под ред. *М.М. Севернева*. Ленинград: *Колос, 1972*. 288 с.
41. **Канарев Ф.М.** Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. М.: Машиностроение, 1983. 142 с.
42. **Кириченко В.Е.**, Коваль В.Я., Мнушко Н.А. Определение тягового сопротивления наклонного рыхлителя для безотвальной обработки почвы. *Наук. вісн. Луганського нац. аграр.ун-ту. Серія «Технічні науки».* 2012. № 35. С. 140-147. URL: http://base.dnsgb.com.ua/files/journal/Visnyk-LuganskNAU-teh_nauki/19%20Mnushko.pdf (дата зверненн: 07.06.2021).
43. **Кленин Н.И.,** Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: учебник / 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1980. 671 с.
44. **Кобець А.С.** Основи теорії робочих органів сільськогосподарських машин: навч. посіб. Дніпропетровськ: ДДАУ, 1999. 204 с.
45. **Кобець А.С.**, Волик Б.А., Пугач А.М. Ґрунтообробні машини: теорія, конструкція, розрахунок: монографія. Дніпропетровськ: Свідлер А.Л., 2011. 140 с.
46. **Кобець А.С.,** Демидов О.А., Волик Б.А., Сокол С.П. Теорія і розрахунок копачів для збирання картоплі: монографія. Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. 144 с.
47. **Кобець А.С.**, Іщенко Т.Д., Волик Б. А, Демидов О.А. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: навч. посіб. Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. 84 с.
48. **Кобець А.С.,** Сокол С.П. Конструювання поверхні робочого органу типу скоба для викопування коренеплодів. *Вісник Дніпропетр. держ. аграр. ун-ту*. 2007. № 2. С. 82-85.
49. 49. **Кобець О.**, Теслюк Г., Волик Б., Лепеть Є. Моделювання якості розпушення долотом. *Техніка і технології АПК*. 2015. Вип. 6(69). С. 31-33. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Titapk_2015_6_12 (дата зверненн: 07.06.2021).
50. **Коломиец С.М.** Описание реакций почвы на рабочие органы культиватора *Вісн. Харків. держ. технічного ун-ту сіл. гос-ва*. Харків, 2000. Вип. 1. С. 280-285.
51. **Корабельский В.И.,** Павлоцкий А.С. К вопросу комплексного геометрического моделирования процесса деформации и разрушения почвы клином различной геометрии. *Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов*: науч. труды / ЧИМЭС*Х*. Челябинск, 1974. Вып. 89: С. 104-108.

52. **Корабельский В.И.,** Тасенко В.В. Повышение деформирующей способности почвообрабатывающих рабочих органов лапового типа. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин:* міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград: КДТУ. 2003. Вип. 33. С. 100-104.

53. **Корниенко С.И.**, Пащенко В.Ф., Мельник В.И., Огурцов Е.Н. Обоснование параметров чизельных рабочих органов. *Науковий журнал «Інженерія природокористування»*: електрон. версія жур. 2014. № 2. С.74-79. URL: http://enm.khntusg.com.ua/index.php/enm/article/view/219/182 (дата звернення: 06.06.2021).

54. **Кравченко Б.И.** К обоснованию угла раствора лезвий культиваторных лап. *Тракторы и сельхозмашины*. 1968. № 2. С. 22-23.

55. **Кравченко Б.И.** Определение сил взаимодействия между сорняком, лезвием и величиной перекрытия лап. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.* 1971. № 10. С. 42-44.

56. **Кривошапко С.Н.** Торсовые поверхности и оболочки: справочник М.: Изд-во УДН, 1991. 287 с.

57. **Кувшинов А.А.,** Гальцов В.В., Витвицкий А.Г., Бабицкий А.Л. Усовершенствование рабочих органов культиваторов. *Механизация сельскохозяйственного производства:* науч. труды / Крымский ГАУ. Симферополь, 1999. Вып. 59. Часть 2. С. 46-50.

58. **Кукуруза** / ред. П.И. Сусидко., В.С. Циков. Киев: Урожай, 1978. 295 с.

59. **Кулен А.**, Куиперс Х. Современная земледельческая механика / пер. с англ. А.Э. Габлиэляна ; под ред. и с предисл. Ю.А. Смирнова. М.: Агропромиздат, 1986. 349 с.

60. **Кушнарев А.С.**, Бауков А.В. Некоторые закономерности деформации почвы. *Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов*: науч.труды / ЧИМЭСХ. Челябинск, 1970. Вып. 33. С. 44-49.

61. **Кушнарев А.С.,** Бауков А.В., Найдыш В.М. Проектирование рыхлительных рабочих органов культиваторов. Киев: УСХА, 1979. 20 с.

62. **Кушнарев А.С.,** Кочев. В.П. Механико-технологические основы обработки почвы: учеб. пособ. Киев: Урожай, 1989. 144 с.

63. **Ловкис З.В.** Интенсивная технология возделывания картофеля в условиях БССР. Минск: БелНИИНТИ, 1991. 84 с.

64. **Математика** и САПР / П. Шенен и др.: в 2-х кн. М.: Мир, 1988. Кн.1: Основные методы. Теория полюсов / пер. с франц. ; под. ред. Н.Г. Волкова. 204 с.

65. **Мацепуро М.Е.** Технологические основы механизации уборки картофеля. Минск: Госиздат БССР. Ред. с.-х. лит., *1959*. 301 с.

66. **Мударисов С.Г.** Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: дис… д-ра техн. наук: 05.20.01. Челябинск, 2007. 351с.

67. **Найдыш В.М.** Конструирование развертывающихся поверхностей по заданным условиям. М., 1985. 66 с. Деп. в ВИНИТИ. … № 1502-82.

68. **Нерпин С.В.**, Чудновский А.Ф. Физика почвы. М.: Наука, 1967. 583 с.

69. **Обоснование** конструктивно-режимных параметров дисковой секции при эксплуатации на влажных почвах / В.Е. Кириченко и др. *Науковий вісник Луганського нац. аграр. ун-ту. Сер. Технічні науки*. 2011. №30. С. 13-32.

70. **Павленко С.И.**, Волик Б.А., Марениченко В.В., Семенюта А.Н. Влияние угла постановки дисков дискового плуга на структурно-агрегатный состав почвы и тяговое сопротивление орудия. *Научно-техн. прогресс в с.-х. производстве:* материалы междунар. науч.-практ. конф., посвящ. ведущим ученым БГАТУ, создателям науч. школы по автотракторостроению Д.А. Чудакову, В.А. Скотникову (г. Минск, 28-30 нояб. 2013 г.) / под. общ. ред. И.Н. Шило. Минск: БГАТУ, 2013. С. 348-351.

71. **Панов И.М.**, Ветохин В.И. Физические основы физико-технических свойств почв: монографія. Киев: Феникс, 2008. 266 с.

72. **Панченко А.Н.** Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий: учеб. пособ. Днепропетровск: ДДАУ, 1995. 96 с.

73. **Панченко А.Н.** Повышение работоспособности бункеров послойного распределения сыпучих материалов сельскохозяйственных и мелиоративных машин: учеб. пособ. Днепропетровск: ДДАУ, 1995. 52 с.

***74.*** **Панченко А.Н.** Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями: учеб. пособ. Днепропетровск: ДГАУ, 1999. 140 с.

75. **Петров Г.Д.** Картофелеуборочные машины / 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. 320 с.

76. **Попов И.Ф.** О влиянии раствора почвообрабатывающего клина и лезвий лап культиваторов. *Научные труды ВАСХНИЛ. Земледельческая механика* М., 1969. Т. XII. С. 345-348.

77. **Програма** виробництва технологічних комплексів машин і обладнання для агропромислового комплексу на 1998-2005 роки: затв. Пост. КМУ від 30.03.1998 р. № 403. Київ, 1998. 244 с.

78. **Путрин А.С.** Параметры адаптации почвообрабатывающих рабочих органов к режиму эксплуатации. *Механизация и электрификация сельского*

*хозяйства*. 2002. № 8. С. 6-7.

79. **Рашевский П.К.** *Курс дифференциальной геометрии* / 3-е изд., переаб. *М*.-Л.: ГИТТЛ, *1950*. 428 с.
80. **Рашевский П.К.** Курс дифференциальной геометрии / 4-е изд.. М.: ГИТТЛ, 1956. 420 с.
81. **Робочий** орган культиватора / С.С. Тищенко, Б.А. Волик, О.С. Гаврильченко: пат. на винахід 63754 Україна: МПК5, A01B35/26. № 2003065622 ; заяв. 18.06.03 ; опубл. 15.01.04, Бюл. № 1. 1 с.
82. **Рустамов С.И.** Кинематическое и динамическое исследование работы активного (колеблющегося) лемеха машин для уборки картофеля и клубнеплодов: автореф. дис. … канд. техн. наук. М., 1967. 21 с.
83. **Рыжов Н.Н.** Алгоритмизация вывода уравнений линейчатых поверхностей с учетом наперед заданных условий. *Прикладная геометрия и инженерная графика*. Киев: Будівельник. 1972. Вып. 14. С. 3-8.
84. **Рыжов Н.Н.,** Алимов Р.У. К вопросу конструирования торсов по наперед заданным условиям. *Прикладная геометрия и инженерная графика*. К., 1979. Вып. 27. С. 15-17.
85. **Рябцев Г.А.** Влияние подвески лап на подрезание сорняков. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. 1974. № 6. С. 46-47.
86. **Семенюта А.М.** Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Мелітополь, 2013. 24 с.
87. **Семенюта А.М.**, Білокопитов О.В., Волик Б.А. Методика розрахунку загальної реакції різання ґрунту поверхнею довільної геометричної форми. *Праці Таврійського держ. агротехнологічного ун-ту.* Мелітополь. 2010. Вип. 10, т 2. С. 161-167. URL: http://nauka.tsatu.edu.ua/print-journals-tdatu/10-2/10_2/24.pdf (дата звернення: 06.06.2021).
88. **Семенюта А.М.,** Білокопитов О.В., Волик Б.А., Колбасін В.О. Математична модель дискового плуга. *Праці Таврійського держ. агротехнологічного ун-ту*. Мелітополь: ТДАТУ, 2010. Вип.10, т. 8. С. 169 - 176.
89. **Сизов О.А.** Исследование процессов взаимодействия лезвия сельскохозяйственных ножей с разрезаемым материалов: дис. … канд. техн. наук: 05.20.01. М., 1971. 121 с.
90. **Сизов О.А.** Милюткин В.А. Работа лезвия в почве. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.* 1978. № 3. С. 9-10.
91. **Синеоков Г.Н.** Проектирование почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1965. 312 с.

92. **Синеоков Г.Н.,** Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин: монографія. М.: Машиностроение, 1977. 328 с.
93. **Сільськогосподарські** та меліоративні машини: підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін. ; за ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2004. 544 с.
94. **Соколовский В.В.** Статика сыпучей среды / изд. 3-е перераб. и доп. М .: Физ.-мат. лит., 1960. 242 с.
95. **Сувора В.П.**, Онищенко В.Д. Влияние глубины междурядных обработок разными рабочими органами на урожай кукурузы. *Бюллетень ВНИИ кукурузы*. 1979, № 1(52). С. 16-21.
96. **Сысолин П.В.,** Погорелый Л.В. Почвообрабатывающие и посевные машины: история, машиностроение, конструирование: монография. Киев: Феникс, 2005. 264 с.
97. **Тищенко С.С.** Исследование траектории движения пласта по винтовым отвалам. *Научно-технический бюллетень ВИМ.* М.,1984, вып. 58. С. 8-12.
98. **Тищенко С.С.** Моделирование динамического сопротивления рабочего органа движущегося в плотной среде*. Проблеми математичного моделювання:* матеріали всеукр. наук.-методолог. конф., м. Кам'янське, 27-28 трав. 2020 р. Кам'янське: ДДТУ, 2020. С. 86-88.
99. **Тищенко С.С.** Новые винтовые корпуса плугов*. Земледелие*. 1988. № 2. С. 57.
100. **Тищенко С.С.** Проектирование культурного корпуса плуга на основе обобщенной геометрической модели адаптивной поверхности. *Праці Таврійської держ. технічної акад*. 2003. Т. 10. С. 123-128.
101. **Тищенко С.С.**, Карась В.В. Геометричні основи проектування поличних робочих органів: монографія. Дніпро: Домінанта-Прінт, 2019. 356 с. URL: http://dspace.dsau.dp.ua/jspui/handle/123456789/1350 (дата звернення: 07.06.2021).
102. **Тищенко С.С.**, Карась В.В. Машини для основного обробітку ґрунту. Теорія та проектування поверхонь ґрунтообробних робочих органів: навч. посіб. Дніпро: Домінанта-Прінт, 2017. 204 с.
103. **Тютюнник Б.А.** Эффективность междурядных обработок кукурузы. *Степное земледелие*. 1985. Вып. 19. С. 44-46.
104. **Федирко П.П.** Подкапывание и подъём корнеклубнеплодов копателями с гибкими звеньями: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Минск, 1993. 150 с.
105. **Фиников С.П.** Дифференциальная геометрия. М.: Учпедгиз, 1936. 216 с.
106. **Хвостов В.А.** Исследование выкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин: науч. труды / ВИСХОМ. М., 1969. Вып. 58. С. 88-130.

107. **Цытович Н.А.** Механика грунтов (краткий курс): учебник / 4-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1983. 288 с.

108. **Чизельний** плуг – технічне забезпечення процесів глибокого розпушення ґрунту / **В. Сало** та ін. URL: https://propozitsiya.com/ua/chyzelnyy-plug-tehnichne-zabezpechennya-procesiv-glybokogo-rozpushuvannya-gruntu (дата звернення: 06.06.2021).

109. **Чуйко И.С.**, Волик Б.А., Колбасин В.А. Обоснование конструктивних параметров V-образного орудия для чизелевания почвы *Проблеми та перспективи розвитку аграрної механіки*: матеріали міжнар. наук.-практ. конф. Дніпропетровськ, 2004. С. 29-33.

110. **Шевченко И.А.** Разработка и совершенствование технологий и технических средств для обработки почвы в аспекте их агрофизических показателей. Варшава: IBM і ER, 1997. 125 с.

111. **Шевченко І.А.** Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів. *Праці ТДАТА.* Мелітополь, 2001. Вип. 2, т. 16. С. 13-20.

112. **Шевченко М.С.,** Робу В.Т. Конкуренція між кукурудзою та бур'янами щодо основних елементів живлення в південно-західному регіоні. *Бюл. Інту зернового господарства.* 2001. № 17. С. 24-26.

113. **Шелудченко Б.А**., Фомін М.П., Губенко В.О., Вітовський О.В. Обґрунтування радіусу кривизни робочої тороїдальної поверхні дискового обочого органу ґрунтообробного знаряддя. *Механізація сільськогосподарського виробництва:* зб. наук. пр. / Нац. аграр. ун-т. Київ, 1998. Том IV. С. 97-100.

114. **Эльшейх А.Х.** Обоснование технологического процесса предпосевной обработки почвы и конструктивно-технологических параметров комбинированного агрегата (для условий Республики Судан): автореф. дис… канд. техн. наук: 05.20.01. М., 2009. 18 с.

115. **Юнусов Г.С**. Определение диаметра сферического диска для обработки почвы. *Техника в сельском хозяйстве.* 2005. № 2. С. 48.

116. **Яхненко В.М.** Применение отсека поверхности третьего порядка с двумя семействами круговых образующих в качестве рабочей поверхности рыхлительной лапы культиватора. *Аналитические и графические методы рационального конструирования поверхностей рабочих органов почвообрабатывающих маши:* науч. труды / УСХА. Киев,1974. Вып. 129. С. 6-8.

117. **Ding Q.,** Ge S., Ren J., Li Y., He R. Characteristics of Subsoiler Traction and Soil Disturbance in Paddy Soil *Nongye Jixie Xuebao / Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,* 2017. Vol. 48, No 1. P. 47-56.

118. **Ghereş M.I.** Mathematikal model for studying the influence of tillage tool geometry on energy consumption. Model matematic pentru studiul influentei

geometriei sculelor de lucrat solul asupra consumului de energie. *INMATEH - Agricultural Engineering /* The National Institute for Machines and Installations designed to Agriculture and Food Industry-INMA. Bucharest. 2014. Vol. 42 (1). P. 5-12.

119. **Oduma O.**, Oluka S.I., Edeh J.C., Ehiomogue P. Development of empirical regression equations for predicting the performances of disc plough and harrow inclay-loam soil. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal.* 2019. Vol. 21, No 3. P. 18-26.
120. **Tishchenko S.S.** Modeling of expanding surfaces, which incident by two direct drive curves. *Математичне моделювання*. 2019. № 2(41). С. 40-46.
121. **Tyshchenko S.S.,** Krasniuk A.V., Ulchenko T.V., Shcherbak A.S. Designing of developed surfaces of complex parts. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетр. нац. уні-ту залізничного транспорту імені акад. В. Лазаряна:* Дніпро, 2017. № 2 (68). С. 148-153.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДНІПРОВСКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

# ЗЕМЛЕРОБСЬКА МЕХАНІКА

## Том 3

## Аналіз і результати досліджень робочих органів машин для обробітку ґрунту

Відповідальний за випуск – докт. техн. наук, проф. Дирда В.І.
Підготовка макету – Агальцов Г.М.

Підписано до друку 04.10.2021 р.
Формат 70×108/16. Ум. друк. аркуш. 35,35.
Тираж 300 прим.

Віддруковано: Приватне підприємство «Інтеграл»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
Серія АОО № 767897 від 17.11.2003 р.
49000, м. Дніпро
вул. Воскресенська, 41, к. 122