

УДК 621.01:531.43/.46

RUBBER IN TRANSPORT SYSTEMS

K. Wasykivsky, I. Maxymenko, V. Kostyuk
National University of Food Technologies

Key words:

friction,
glass containers,
congestion,
drive,
force,
support plane,
lateral guide

Article history:

Received 17.09.2019
Received in revised form
10.10.2019
Accepted 21.11.2019

Corresponding author:

vasilkivski@voliacable.com

ABSTRACT

The article deals with the force interactions in the systems of transportation of glass products between their fixed and moving arrays, moving support planes and restrictive guides that form the appropriate geometry. The choice of parameters of such systems is associated with the need to provide a given bandwidth, limiting the frequency of congestion, power and energy costs. It is shown that the latter are related to the need to overcome friction forces, which are manifested in two planes relative to the movable plane at levels with a support frame and a friction plane with an array of products and with side restrictive guides. Mathematical formalizations about force interactions, load distribution and possibilities of their limitations are given.

The solutions found for the construction of glassless production of glass-free glass arrays carry the potential of double improvement of the situation. First, 100% no congestion is guaranteed, and secondly, we have the ability to increase the angle β of the guide rails to 45...50°. This means that, with all things being equal, the resulting reaction from the lateral guide will decrease and a tangible parameter of influence is obtained. We emphasize that the useful capacity of the system also increases dramatically and there is an opportunity to get drives with a different ratio of geometric parameters.

In this case, the normal mode of operation may be considered as such when, despite the absence of congestion, the drive will be filled. As the velocity V_c of the conveyor of the reference plane will always be greater than the speed of movement of the products, friction forces in the pair "reference plane — products" will take place. The latter will be perceived lateral guides.

With the known number of products on the support plane, it is easy to calculate the resulting friction force, which must be balanced by the reactions N_1 and N_2 , or the complete reactions R_1 and R_2 . And in the case of a moving array, the calculations are performed using formulas obtained for congestion.

DOI: 10.24263/2225-2916-2019-26-17

© К. В. Васильківський, І. Ф. Максименко, В. С. Костюк, 2019

ТЕРТЯ В ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ

К. В. Васильківський, канд. техн. наук

І. Ф. Максименко, інженер

В. С. Костюк, канд. техн. наук

Національний університет харчових технологій

Стаття стосується силових взаємодій у системах транспортування склотарних виробів між їх нерухомими і рухомими масивами, рухомими опорними площинами та обмежувальними напрямними, які формують відповідну геометрію. Вибір параметрів таких систем пов'язаний з необхідністю забезпечення заданої пропускної здатності, обмеження частоти утворення заторів, силових дій і енергетичних витрат. Показано, що останні пов'язані з необхідністю подолання сил тертя, які мають прояв у двох площинах щодо рухомої площини на рівнях з опорним каркасом і площиною тертя з масивом виробів та з бічними обмежувальними напрямними. Наведено математичні формалізації щодо силових взаємодій, розподілу навантажень і можливостей їх обмежень, а також вибірку з масиву даних розрахунків, які відповідають пошуку положень опор бічних напрямних, що відповідають умовам мінімізації моментів згину.

Ключові слова: *тертя, склотара, затор, накопичувач, силова дія, опорна площина, бічна напрямна.*

Постановка проблеми. Сучасні лінії фасування в склотару продукції харчових виробництв мають у складі столи-розформувачі склотари і столи-накопичувачі.

Столи-розформувачі масивів склотари є складовою частиною обладнання для виймання посуду з транспортної тари, пастеризаторів (як розвантажувальних пристроїв), пляшкомиїних машин високої продуктивності тощо.

Столи-накопичувачі є засобами, які автоматичну лінію для фасування перетворюють у систему з гнучкими зв'язками і надають можливість, при інших рівних умовах, збільшувати їхню пропускну спроможність.

Відомо, що останнє досягається за рахунок зменшення взаємних впливів технологічного обладнання, що пов'язані з частотно-часовими характеристиками відмов. Але і функціонування столів-розформувачів, і столів-накопичувачів не бездоганне, адже вони характеризуються власними законами розподілу частот і подовженості відмов. На межі 98...99% такі відмови названого обладнання пов'язані з утворенням заторів. Причини виникнення їх та взаємозв'язки між силовими, геометричними і кінематичними параметрами накопичувачів досліджувалися в [1; 2].

Утворення заторів відбувається при певному розташуванні виробів і частіше так, як показано на схемах (рис. 1): 1 — рухома горизонтальна площина; 2 — бічна напрямна, положення якої збігається з напрямком руху рухомої опорної площини; 3 — бічна напрямна, яка встановлюється під кутом; 4 — виробі.

З рис. 1 видно, що затор є результатом взаємодії між опорною рухомою горизонтальною площиною, виробами і бічними напрямними. Різновиди заторів визначаються розташуванням виробів I та II. Не випадково, найчастіше вони відповідають розташуванню, як на рис. 1а і 1б, оскільки склепіння, яке утворюється, є найбільш стійким. Імовірність виникнення склепіння з трьох (рис. 1с) виробів значно менша через меншу його стійкість. Припустимою є ймовірність утворення заторів із більшим числом виробів (рис. 2), але частота їх виникнення значно менша.

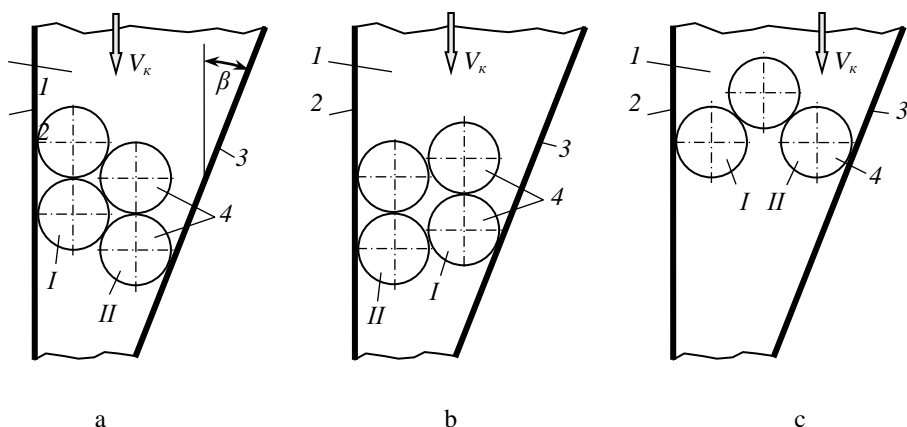


Рис. 1. Схеми утворення заторів

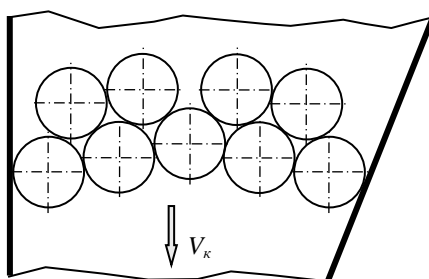


Рис. 2. Схема затору з п'яти виробів

У дослідженнях [3; 4] показані причини виникнення заторів і вказано на шляхи їх подолання за рахунок зворотно-поступального асинхронного руху бічних напрямних. Проте за межами інтересів цього дослідження залишилось визначення силової дії з боку масиву виробів на бічні напрямні. З огляду на те, що в експлуатації знаходяться сотні накопичувачів подібної геометрії і випуск їх машинобудівною галуззю продовжується, з метою удосконалення пристроїв визначимо параметри таких силових взаємодій, а також динаміку приводів бічних напрямних [5].

Мета дослідження: розроблення теорії розрахунків силових навантажень у системах транспортування і перебудови масивів виробів циліндричної форми за їх взаємодії з опорними рухомими горизонтальними площинами і бічними напрямними. Кінцевим результатом передбачається мінімізація силових параметрів за інших рівних умов і удосконалення транспортних систем.

Матеріали і методи. Теоретичне дослідження, в якому застосовані закономірності статyki, умов рівноваги, положення теорії тертя, гіпотези механіки і припущення щодо переходів від розподілених навантажень до їх рівнодіючих.

Результати дослідження. Розрахункова схема визначення силової взаємодії між виробами і бічними напрямними представлена на рис. 3.

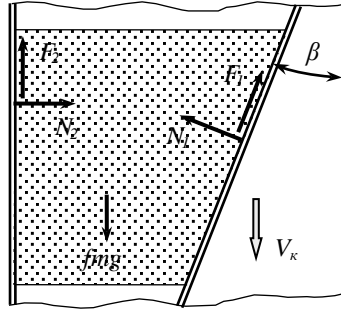


Рис. 3. Розрахункова схема визначення параметрів силової дії на рухомий масив виробів

У першому наближенні в розрахунковій моделі вважаємо, що результуюча сил тертя між опорною рухомою площиною і масивом виробів прикладається в геометричному центрі площі розташування масиву. Розподілене на бічні напрямні навантаження також представимо результуючими N_1 і N_2 . Невідомими тут є саме вказані результуючі.

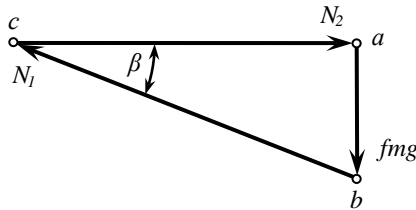


Рис. 4. План сил для нерухомого масиву

Для нерухомого масиву можна записати:

$$\bar{N}_1 + \bar{fmg} + \bar{N}_2 = 0, \quad (1)$$

де f — коефіцієнт тертя в парі, утвореній масивом виробів і опорною горизонтальною рухомою площиною; m — маса виробів в масиві; g — прискорення вільного падіння.

Напрямок результуючого вектора сил тертя fmg визначаємо з урахуванням вектора швидкості відносного ковзання (протилежно напрямку V_κ), а результуючі нормальних реакцій бічних напрямних направлені перпендикулярно до них.

За цих умов можливим є графічне розв'язання векторного рівняння (1). З урахуванням масштабу плану сил μ_p (рис. 4) знайдемо величини N_1 і N_2 . При цьому:

$$\mu_p = \frac{fmg}{(ab)}, \text{ Н/м}; N_1 = (cb)\mu_p; N_2 = (ca)\mu_p. \quad (2)$$

Побудований план сил одночасно надає можливість знайти аналітичні вирази для визначення N_1 і N_2 :

$$N_1 = \frac{fmg}{\sin \beta}; N_2 = \frac{fmg}{\text{tg} \beta}, \quad (3)$$

де β — кут сходження бічних напрямних.

Доцільно підкреслити, що в діючому обладнанні з метою обмеження частоти виникнення заторів вказаний кут сходження бічних напрямних вибирають відносно малим (від 6° до 12°). У зв'язку з цим результуючі реакції бічних напрямних N_1 і N_2 можуть набагато перевищувати значення fmg .

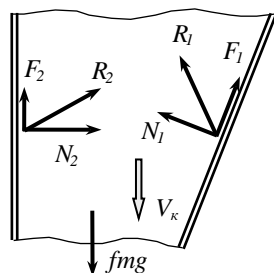


Рис. 5. Розрахункова схема з урахуванням сил тертя в дії на рухомий масив

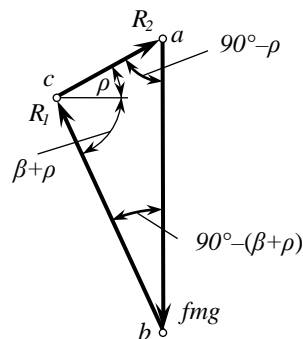


Рис. 6. План сил у дії на рухомий масив

Визначимося зі змінами в розрахункових формулах, які виникнуть з урахуванням сил тертя масивів виробів з бічними напрямними. Відомо, що повні реакції R_1 і R_2 відхилені від нормальних реакцій N_1 і N_2 на кут тертя ρ , який відповідає парі “масив — бічна напрямна” (рис. 5). План сил для цього випадку приведено на рис. 6.

Порівняно з першим випадком числові значення реакцій будуть дещо меншими, але нашому випадку відповідає рух масиву при відсутності затору.

Згідно з теоремою синусів запишемо:

$$\frac{fmg}{\sin(\beta + 2\rho)} = \frac{R_2}{\sin(90^\circ - (\beta + \rho))} = \frac{R_1}{\sin(90^\circ - \rho)}, \quad (4)$$

звідси
$$R_2 = \frac{fmg \sin(90^\circ - (\beta + \rho))}{\sin(\beta + 2\rho)}; \quad R_1 = \frac{fmg \sin(90^\circ - \rho)}{\sin(\beta + 2\rho)}. \quad (5)$$

Враховуючи одержані результати, в першому наближенні встановимо закон розподілу навантажень по довжині бічних напрямних.

З виразів (3), (5) і (6) видно, що реакції на бічних напрямних є прямо пропорційними кількості виробів у масиві. Звичайно, що говорити про визначення законів розподілу по довжині бічних напрямних можливо лише в першому наближенні у зв'язку з дискретною зміною їх кількості.

Виділивши якусь елементарну для накопичувача площу dF (рис. 7) можемо переконатися, що на ній характер залежностей для визначенню N_1 і N_2 та R_1 і R_2 залишиться попереднім. Це означає, що розподілене навантаження матиме лінійний закон розподілу, як показано на рис. 7. При цьому справедливими будуть залежності:

$$R_1 = \frac{q_{\max 1} \ell_1}{2}; \quad R_2 = \frac{q_{\max 2} \ell_2}{2}. \quad (6)$$

$$\text{Звідси знаходимо: } q_{\max 1} = \frac{2R_1}{\ell_1}; \quad q_{\max 2} = \frac{2R_2}{\ell_2}. \quad (7)$$

Для нерухомого масиву запишемо:

$$q_{\max 1} = \frac{2N_1}{\ell_1}; \quad q_{\max 2} = \frac{2N_2}{\ell_2}. \quad (8)$$

Випадок навантаження бічної напрямної. Розрахунок бічної опори має за мету досягти умови міцності за умови мінімізації маси. Це важливо тому, що бічні напрямні в цій частині розвантажувального пристрою мають бути рухомими.

У першому випадку припустимо, що бічна напрямна на стояку встановлюється в точках А і В (рис. 8).

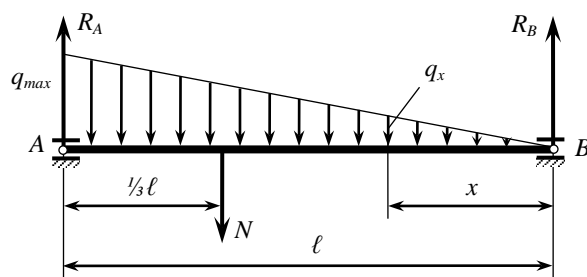


Рис. 8. Розрахункова схема навантаженої балки з фіксованими опорами

Визначаючи реакції опор R_A і R_B , врахуємо, що результуюча розподіленого навантаження прикладатиметься на $\frac{1}{3}\ell$ від опори А.

$$\text{Тоді } \sum M_B = R_A \ell - \frac{2N\ell}{3} = 0; \quad (9)$$

$$R_A = \frac{2N}{3}; \quad R_B = \frac{N}{3}.$$

Для перерізу на відстані x від правої опори маємо:

$$q_x = q_{\max} \frac{x}{\ell}. \quad (10)$$

Тоді результуюча розподіленого навантаження на ділянці x :

$$N_x = q_{\max} \frac{x^2}{2\ell}. \quad (11)$$

Момент M_x знайдемо за виразами:

$$M_x = R_B N_x \frac{x}{3}; \quad (12)$$

$$M_x = R_B x - q_{\max} \frac{x^3}{6\ell}. \quad (13)$$

Останній вираз дає змогу знайти ту відстань x , на якій момент згину матиме екстремальне значення. Для цього візьмемо похідну від правої частини виразу (13) і порівняємо її до нуля. Тоді отримаємо:

$$R_B - q_{\max} \frac{x^2}{2\ell} = 0. \quad (14)$$

Звідси

$$x = \sqrt{2R_B \frac{\ell}{q_{\max}}}. \quad (15)$$

Максимальне значення моменту згину:

$$M_{\max} = R_B \sqrt{2R_B \frac{\ell}{q_{\max}}} - \frac{q_{\max} \left(\sqrt{2R_B \frac{\ell}{q_{\max}}} \right)^3}{6\ell}. \quad (16)$$

Виконаємо підрахунки для випадку, коли в масиві матимемо 50 пляшок з масою кожної 1 кг при коефіцієнті тертя $f = 0,2$ і куті $\beta = 10^\circ$. Тоді:

$$N_1 = 536 \text{ Н}; \quad R_B = 188 \text{ Н}; \quad q_{\max} = 1126 \text{ Н/м}; \quad x_{\max} = 0,578 \text{ м}; \quad M_{\max} = 72,38 \text{ Нм}.$$

Однак зрозуміло, що зміна положень точок опор А і В може спричинити певні зміни в епюрі моментів згину. Можна передбачити, що певним їх вибором систему можливо оптимізувати.

Візьмемо за приклад другий випадок, коли точка А збігається з точкою прикладання результуючої розподілених сил, тому

$$R_A = N \quad \text{і} \quad R_B = 0.$$

У цьому випадку для визначення моменту згину M_x маємо записати дві умови. На ділянці від $x = 0$ до $x = \frac{2}{3}\ell$ записуємо:

$$M_x = \frac{q_{\max} x^3}{6\ell}, \quad (17)$$

і для ділянки від $x = \frac{2}{3}\ell$ до $x = \ell$ маємо:

$$M_x = R_A \left(x - \frac{2\ell}{3} \right) - \frac{q_{\max} x^3}{6\ell}. \quad (18)$$

Екстремальне значення M_x наступає при $x = \ell$, а максимальне — при $x = \frac{2}{3}\ell$.

$$M_{2\ell/3} = 55,96 \text{ Нм}.$$

Порівнюючи максимальні значення цих двох випадків, слід зазначити, що абсолютне розходження складає:

$$\Delta M = 72,38 - 55,96 = 16,42 \text{ Нм}.$$

Розв'язання цієї і аналогічних задач, маючи за мету досягнення мінімальних значень моментів згину, можна шукати на шляху використання функцій кількох змінних.

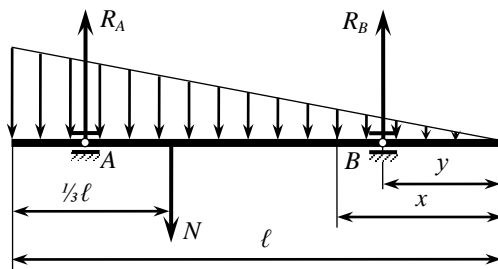


Рис. 9. Розрахункова схема для оптимізаційної задачі

На рис. 9 представимо розрахункову схему, в якій опори А і В нефіксовані. Виходячи з наведеної схеми, визначимо реакції опор R_A і R_B :

$$\sum M_B = \frac{q_{\max}(1+y/\ell)}{2}(\ell-y)(\ell-y-h_a) + \frac{q_{\max}y^3}{6\ell} + R_A(\ell-z-y) = 0, \quad (19)$$

$$\text{де } h_a = \frac{1}{3}(\ell-y) \left(\frac{q_{\max} + 2q_y}{q_{\max} + q_y} \right); \quad q_y = \frac{q_{\max}y}{\ell}.$$

Реакція опори на напрямній в точці А:

$$R_A = \frac{q_{\max}(\ell^2 - y^2)(\ell - y - h_a) - q_{\max}y^3}{6\ell(\ell - z - y)}. \quad (20)$$

Сума моментів відносно точки А:

$$\sum M_B = R_B(\ell - z - y) \frac{q_z(1-z)^2}{6} + \frac{q_{\max} + q_z}{2}(z - h_b)z = 0, \quad (21)$$

$$\text{де } h_b = \frac{1}{3}z \left(\frac{q_{\max} + 2q_z}{q_{\max} + q_z} \right); \quad q_z = \frac{q_{\max}(\ell - z)}{\ell}.$$

Реакція R_B визначається з виразу:

$$R_B = \frac{q_z(\ell - z)^2 - 3z(q_{\max} + q_z)(z - h_b)}{6(\ell - z - y)}. \quad (22)$$

Рівняння для визначенню моментів згину M_{3z} мають такий вигляд:

$$\text{при } 0 \leq x \leq y \quad M_x = -\frac{q_{\max}x^3}{6\ell}; \quad (23)$$

$$\text{при } y \leq x \leq (\ell - z) \quad M_x = R_B(x - y) - \frac{q_{\max}x^3}{6\ell}; \quad (24)$$

$$\text{при } (\ell - z) \leq x \leq 1 \quad M_x = R_B(x - y) - \frac{q_{\max}x^3}{6\ell} - R_A(z - (\ell - x)). \quad (25)$$

Виконання розрахунків з перебігом параметрів дає змогу оптимізувати систему за показником моменту згину. При цьому практичний інтерес для нас матимуть найбільші за модулем можливі значення моментів згину, які сприймаються бічною напрямною і з них найменші можливі. Результати розрахунків представлені в таблиці.

Таблиця. Значення екстремальних моментів згину M_{3z} (Нм)

x \ y	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,42	0,43
0,10	21,18	20,12	19,03	17,93	16,82	15,69	14,56	13,40	13,90	14,92
0,11	19,38	18,32	17,26	16,17	15,08	13,97	12,84	12,93	13,90	14,92
0,12	17,57	16,57	15,47	14,40	13,31	12,22	12,01	12,93	13,90	14,92
0,13	15,75	14,72	13,68	12,62	11,55	11,13	12,01	12,93	13,90	14,92
0,14	13,91	12,90	11,87	10,83	10,52	11,13	12,01	12,93	13,90	14,92
0,15	12,08	12,03	12,03	12,03	12,03	12,03	12,03	12,93	13,90	14,92
0,16	13,64	13,64	13,64	13,64	13,64	13,64	13,64	12,93	13,90	14,92
0,17	15,35	15,35	15,35	15,35	15,35	15,35	15,35	15,35	15,35	15,35
0,18	17,15	17,15	17,15	17,15	17,15	17,15	17,15	17,15	17,15	17,15

При цьому представлені залежності екстремальних значень моментів згину залежно від параметрів z та y при інших рівних умовах. Це означає, що зі зміною

значення розподіленого навантаження змінюватимуться і координати положень точок опор, які відповідатимуть оптимальним навантаженням. У свою чергу, значення q_{\max} залежать від величин реакцій опор і довжин бічних напрямних. Тож вирішальне значення тут матимуть можлива кількість пляшок у масиві затору і кут β сходження напрямних.

Якщо максимально можливим числом пляшок у масиві можна задаватися, враховуючи геометричні параметри накопичувача, то кут β має подвійне значення. З одного боку, його збільшення приводить до обмеження корисної площі накопичувача і до зменшення сумарної складової fmg , а з іншого — до збільшення результуючої реакції бічної напрямної N_1 . При цьому важливо підкреслити, що вказані силові фактори матимуть місце і за відсутності заторів, оскільки навіть в режимі розформування масиву за наявності його відносного по опорній площині ковзання, стримування руху можливе лише бічними напрямними.

Повернемося до аналізу одержаних розрахункових даних. У таблиці наведено вибірку з масиву даних розрахунків, яка відповідає меті поставленої задачі — пошуку тих положень опор А і В бічної напрямної, які відповідають умові мінімізації моментів згину. Навіть у наведеному масиві результатів розрахунку відхилення екстремумів більше ніж удвічі, тож можна стверджувати, що постановка задачі оптимізації системи була правомірною. При цьому варто підкреслити доцільність такого ж підходу у вирішенні задач розрахунку балок при умові, що є можливість вільного вибору положень точок опор.

Зміною координат точок опор досягається перерозподіл значень їх реакцій. Крім того, що дуже важливо, при незмінній системі зовнішніх сил досягається зміна знаків моментів згину. Нагадаємо, що вирішення задачі оптимізації досягалося при вибраному значенні кута β сходження напрямних. Його зменшення при інших рівних умовах, особливо при $\beta < 10^\circ$, приводить до різкого зростання результуючої сил тиску N_1 на бічну опору.

Результати розрахунків з визначення N_1 при вибраних геометричних параметрах накопичувача приведено на рис. 10.

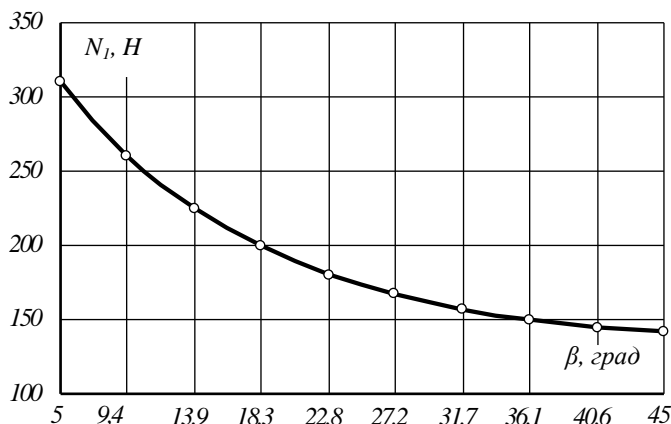


Рис. 10. Графік залежності результуючої реакції бічної опори від кута β при інших рівних умовах і змінному значенні вмісту накопичувача

Як бачимо, саме кут β тут має вирішальне значення і в діючих промислових конструкціях він є наближеним до величини $10...15^\circ$.

Вказані значення знайдені числовими експериментальними дослідженнями і відповідають умові якнайменшої частоти утворення заторів, при якій все-таки можливою є робота накопичувачів.

Висновки. Знайдені рішення щодо конструкції беззаторного розформування масивів склотарної продукції мають потенціал подвійного покращення ситуації. По-перше, гарантується 100% відсутності виникнення заторів, а по-друге, маємо можливість кут β сходження напрямних збільшувати в межах до $45...50^\circ$. Це означає, що за інших рівних умов результуюча реакція з боку бічної напрямної буде зменшуватися й одержується відчутний за можливостями параметр впливу. Корисна місткість системи при цьому також різко зростає і виникає можливість одержати накопичувачі з іншим співвідношенням геометричних параметрів.

При цьому нормальним режимом роботи може вважатися і такий, коли, незважаючи на відсутність заторів, накопичувач буде заповнений. Оскільки швидкість V_k конвеєра опорної площини буде завжди більшою за швидкість руху виробів, то матимуть місце сили тертя в парі опорна площина — вироби. Останні будуть сприйматися бічними напрямними.

За відомої кількості виробів на опорній площині легко вирахувати результуючу сил тертя, яка повинна бути зрівноважена реакціями N_1 і N_2 або повними реакціями R_1 і R_2 . У випадку рухомого масиву розрахунки виконуються з використанням формул, одержаних для випадку наявності затору.

ЛІТЕРАТУРА

1. Васильківський К. В. Моделювання і оптимізація робочих процесів і вдосконалення обладнання транспортно-технологічних систем в харчовій промисловості: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.09 / К. В. Васильківський. — Київ: УДУХТ, 1997. — 204 с.
2. Шевченко О. Ю. Дослідження і оптимізація робочих процесів обладнання для роботи з масивами склотари в лініях розливу: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.18 / О. Ю. Шевченко. — Київ: УДУХТ, 1995. — 213 с.
3. Тертя у взаємодії твердих тіл / А. І. Соколенко, О. Ю. Шевченко, В. А. Піддубний та ін. — Київ: Фенікс, 2012. — 256 с.
4. Моделювання процесів пакування / А. І. Соколенко, В. Л. Яровий, О. Ю. Шевченко та ін. — Вінниця: Нова книга, 2004. — 272 с.
5. Функціонально-модульне проектування пакувальних машин: монографія / О. М. Гавва, Л. О. Кривопляс-Володіна, С. В. Токарчук та ін. — Київ: Видавництво «Сталь», 2015. — 547 с.

ТРЕНИЕ В ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ

К. В. Васильковский, И. Ф. Максименко, В. С. Костюк

Национальный университет пищевых технологий

Статья касается силовых взаимодействий в системах транспортировки стеклотарных изделий между их неподвижными и движущимися массивами, подвижными опорными плоскостями и ограничительными направляющими, которые формируют соответствующую геометрию. Выбор параметров таких систем связан с необходимостью обеспечения заданной пропускной способности, ограничением частоты образования пробок, силовых действий и энергетических затрат. Показано, что последние связаны с необходимостью преодоления сил трения, которые проявляются в двух плоскостях по подвижной плоскости на уровнях с опорным каркасом и плоскостью трения с массивом изделий и с

боковыми ограничительными направляющими. Приведены математические формализации по силовым взаимодействиям, распределению нагрузок и возможностям их ограничений, а также выборка из массива данных расчетов, соответствующих поиску положений опор боковых направляющих, по условию минимизации моментов сгиба.

Ключевые слова: трение, стеклотара, пробки, накопитель, силовое воздействие, опорная плоскость, боковая направляющая.