

Авторефер.

Д 21

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

А. А. ДАЦКО

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ШНЕКОВЫХ ПРЕССОВ
ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ВИНОГРАДА**

(Специальность № 175 — машины и аппараты пищевой промышленности)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Одесса — 1969 г.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМ. М. В. ЛОМОНОСОВА

А. А. ДАЦКО

Переучет 19.88

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ
И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ШНЕКОВЫХ
ПРЕССОВ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ
ВИНОГРАДА

(Специальность № 175 — машины и аппараты пищевой промышленности)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

св 1798 v 001798



Одесса — 1969 г.

ОНАХТ 21.07.11
Теоретическое и эксп



v001798

Работа выполнена на кафедре деталей машин Симферопольского филиала Севастопольского приборостроительного института.

Научный руководитель — кандидат технических наук доцент Крючков И. В.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук профессор М. Ф. Глушко, кандидат технических наук доцент Н. В. МОРОЗОВ.

Ведущее предприятие — Симферопольский завод винодельческого машиностроения.

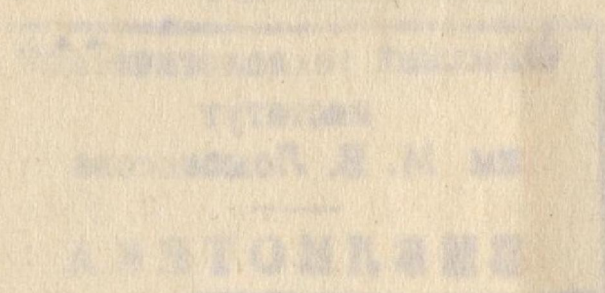
Автореферат разослан « » 19 г.

Защита состоится « » 19 г. на заседании Ученого совета Одесского технологического института имени М. В. Ломоносова: г. Одесса, ул. Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направить в Ученый совет института по адресу: Одесса, ул. Свердлова, 112.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА ЗАПОРОЖЕЦ Л. А.



ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с программой КПСС в нашей стране неуклонно растет производство продуктов питания.

По темпам развития винодельческая промышленность занимает одно из первых мест среди других отраслей пищевой промышленности.

За пятьдесят лет площади виноградников в нашей стране возросли в 5 раз — с 215 до 1064 тыс. га.

Еще более грандиозные задачи стоят в новой пятилетке.

Площади виноградников должны возрасти в 1970 г. на 25% по сравнению с 1966 г.

На основе решений майского Пленума ЦК КПСС 1967 г. в нашей стране осуществляется огромный объем мелиоративных работ.

Орошение виноградников повышает их урожайность в 1,5—2 раза.

В больших пределах возрастает также производственно-техническая база по переработке винограда.

Всего намечено ввести в эксплуатацию около 220 новых винодельческих предприятий, существенно реконструировать действующие заводы, механизировать трудоемкие процессы производства, широко автоматизировать производство, управление и контроль.

Для вновь строящихся винзаводов будут изготовлены и внедрены в производство комплексные механизированные поточные линии по переработке винограда производительностью 20, 30 и 50 т/час по винограду.

Одним из основных видов оборудования в этих линиях являются прессы.

В настоящее время наша промышленность не выпускает прессов производительностью выше 10 т/час. Работа конструкторов по созданию новых прессов затрудняется недостаточной разработкой теории шнековых прессов и малым объемом экспериментальных данных.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Шнековые прессы появились в промышленности в конце прошлого столетия.

Быстрое развитие и увеличение выпуска шнековых прессов объясняется универсальностью этих машин.

Они широко применяются в самых различных отраслях промышленности.

Несмотря на большое разнообразие конструкций прессов, принцип их работы одинаков. Во всех прессах существуют два участка: первый активный, на котором расположен шнек и происходит увеличение давления, и второй пассивный, где давление снижается.

В винодельческой промышленности на вновь строящихся винзаводах большая часть винограда перерабатывается на шнековых прессах, которые получили широкое распространение вследствие таких преимуществ, как большая производительность, непрерывность работы, полная механизация процесса, малые габариты, простота и надежность конструкции, быстрое отделение сусла от мезги.

При исследовании прессы, как и любой машины, необходимо решать ряд вопросов, которые практически можно разделить на две группы.

Вопросы первой группы имеют технологический характер и касаются определения производительности, выхода и качества получаемого сусла.

Ко второй группе относятся расчетно-конструктивные вопросы: определение усилий, напряжений и деформаций в деталях прессы, знание которых необходимо для усовершенствования данной конструкции и получения обоснованных исходных данных для проектирования новых машин. Сюда входит определение расчетным путем потребной мощности, осевого усилия на шнеке, нагрузок на детали прессы и т. д.

В области исследования шнековых прессов известны работы Пелеева А. И., Масликова В. А., Морозова Н. В., Иваненко А. В., Ждановича Г. А., Гельгара Л. Л., Силина Б. А., Шведа Г. Л., Чечевицина П. И., Калугина А. И., Мачихина Ю. А., Шенкеля Г., Бернхардта Э. и др.

Разнообразие свойств прессуемых материалов привело к созданию нескольких направлений в исследовании шнековых прессов.

В зависимости от свойств прессуемой массы вещество принимается любым: оно может быть твердым или жидким, упругим, пластичным, вязким и т. д.

Применение результатов, полученных изучением прессования других сред, при расчете прессов для переработки винограда нуждается в экспериментальной проверке.

Отличие шнековых прессов для переработки винограда от шнековых прессов, применяемых в других отраслях промышленности, в том, что: а) конструкция и режим работы пресса определяются не оптимальными механическими характеристиками, а условиями получения сусла высокого качества, что привело к созданию прессов с большими диаметрами шнека и малыми скоростями вращения. Например, фирмы *Cog* и *Mobille* рекомендуют пресс с диаметром шнека 800 мм и числом оборотов 1,5 об/мин., что позволяет получать сусло с содержанием взвесей не больше, чем на корзиночных прессах.

Вопрос о повышении качества сусла при увеличении диаметра шнека и уменьшении числа оборотов подробно рассмотрен в работе А. Agostini.

б) Большая толщина слоя прессуемой массы, в некоторых случаях почти равная ее ширине.

Вопросами исследования шнековых прессов для переработки винограда в настоящее время занимаются Всесоюзный научно-исследовательский институт виноделия и виноградарства «Магарач», Одесский технологический институт им. М. В. Ломоносова, Краснодарский политехнический институт, Симферопольский филиал Винницкого ПКТИ, Симферопольский завод винодельческого машиностроения. Однако проведенные теоретические и экспериментальные работы следует признать недостаточными.

В области экспериментального исследования заслуживает внимания ценный опыт и методики исследования многих машин пищевых производств, разработанные во ВНИЭКИ-ПРОДМАШ.

Данная работа основывается на испытании образцов шнековых прессов ВПНД-5 и ВПНД-10.

Основными задачами данной работы являлись получение обоснованных исходных данных для прочностного расчета шнековых прессов с одним или двумя последовательно расположенными шнеками: потребной мощности, осевого усилия на шнеках и давления мезги. Кроме того, выполнена экспериментальная проверка результатов прочностных расчетов.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исходными материалами для виноделия служат грозди винограда в свежем и увяленном виде. Процентное содержание отдельных частей виноградной грозди и ягоды колеблется в весьма широких пределах в зависимости от сорта, степени зрелости винограда и экологических условий его произрастания.

При принятой технологии виноделия грозди винограда в дробилках разделяются на ягоды и гребни. Гребни удаляются, а ягоды разбиваются или раздавливаются, образуя полидисперсную систему — мезгу.

Мезга, проходя по винтовому каналу шнека от бункера до предконусной камеры, теряет сусло. При этом физико-механические свойства мезги непрерывно меняются. В работах А. В. Иваненко показано, что перемещение мезги по каналам шнека можно рассматривать как движение твердого тела.

Для нахождения зависимости между геометрическими размерами шнека, физико-механическими свойствами мезги и величиной крутящего момента применена кольцевая модель, т. е. винтовой канал заменен более простым, так как зависимости для винтового канала громоздки и не оправданы из-за других допущений.

На основе кольцевой модели канала шнека получены аналитические зависимости величины крутящего момента, необходимого для преодоления сил трения между вращающимся шнеком и мезгой.

Рассмотрены различия в работе закрытых и открытых витков шнека.

Выведены формулы для определения величины сил трения между движущейся мезгой и внутренней стенкой перфорированного цилиндра, а также зависимости для определения осевого усилия, необходимого для преодоления сил трения в предконусной камере и противодействия регулировочного конуса на выходе мезги из пресса.

Для представления о энергоемкости процесса прессования, величине сил трения о перфорированный цилиндр и величине осевых усилий выполнен расчет потребной мощности на шнеках, в зависимости от величины коэффициента объем-

ной подачи, для шнекового механизма, близкого к прессу ВПНД-5.

В предварительных расчетах приняты физико-механические характеристики мезги, полученные Иваненко А. В.

Глава III

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕССОВ

Ввиду сложности процессов, происходящих в шнековых прессах для переработки винограда, а также непрерывного изменения физико-механических свойств мезги в процессе переработки, при выводе теоретических зависимостей принят ряд допущений и упрощений.

Поэтому основной задачей экспериментальной части работы является проверка результатов, полученных на основании теоретических расчетов. Так как до настоящего времени теория моделирования процессов прессования на шнековых фильтрующих прессах не разработана, то исследования производились на промышленных образцах шнековых прессов для переработки винограда ВПНД-5 и ВПНД-10.

1. Общая методика проведения экспериментальных исследований

Для данного исследования использовались методы электрических измерений неэлектрических величин.

Испытания пресса ВПНД-5 производились при числах оборотов шнеков 10; 5 и 2,5 об/мин и различных противодавлениях в гидросистеме регулировочного конуса.

При испытаниях определяли расход энергии, производительность, выход сусла, величину нагрузки на упорный подшипник вала шнеков, осевое усилие на регулировочном конусе, нормальное давление мезги на лопасть шнека, радиальное давление мезги в 8 точках стенки перфорированного цилиндра, кольцевые и меридиональные напряжения в 4 точках стенки перфорированного цилиндра.

В качестве вторичного прибора был использован измерительный мост, работающий в равновесном режиме.

Испытания образца пресса ВПНД-10 производились при числе оборотов шнеков 3,16 об/мин, различных сортах винограда и различных противодавлениях в гидросистеме регулировочного конуса.

При испытаниях определяли расход энергии, производительность, выход сусла, величину нагрузки на упорный подшипник вала шнеков, осевое усилие на регулировочном конусе, радиальное давление мезги посередине и на конце последнего витка прессующего шнека, напряжение в лопасти и равномерность вращения шнека.

В качестве вторичного прибора был использован 14-канальный осциллограф Н-700 с усилителем 8АНЧ-7М, что позволило записать одновременные значения различных параметров.

Для повышения надежности измерений осциллограф, блоки питания и остальные узлы аппаратуры были установлены на амортизаторах, все соединительные линии на передвижном стенде были экранированы, экраны заземлены.

2. Определение осевого и радиального давления мезги.

Для измерений давления мезги на стенку перфорированного цилиндра и на лопасть шнека были использованы мембранные датчики.

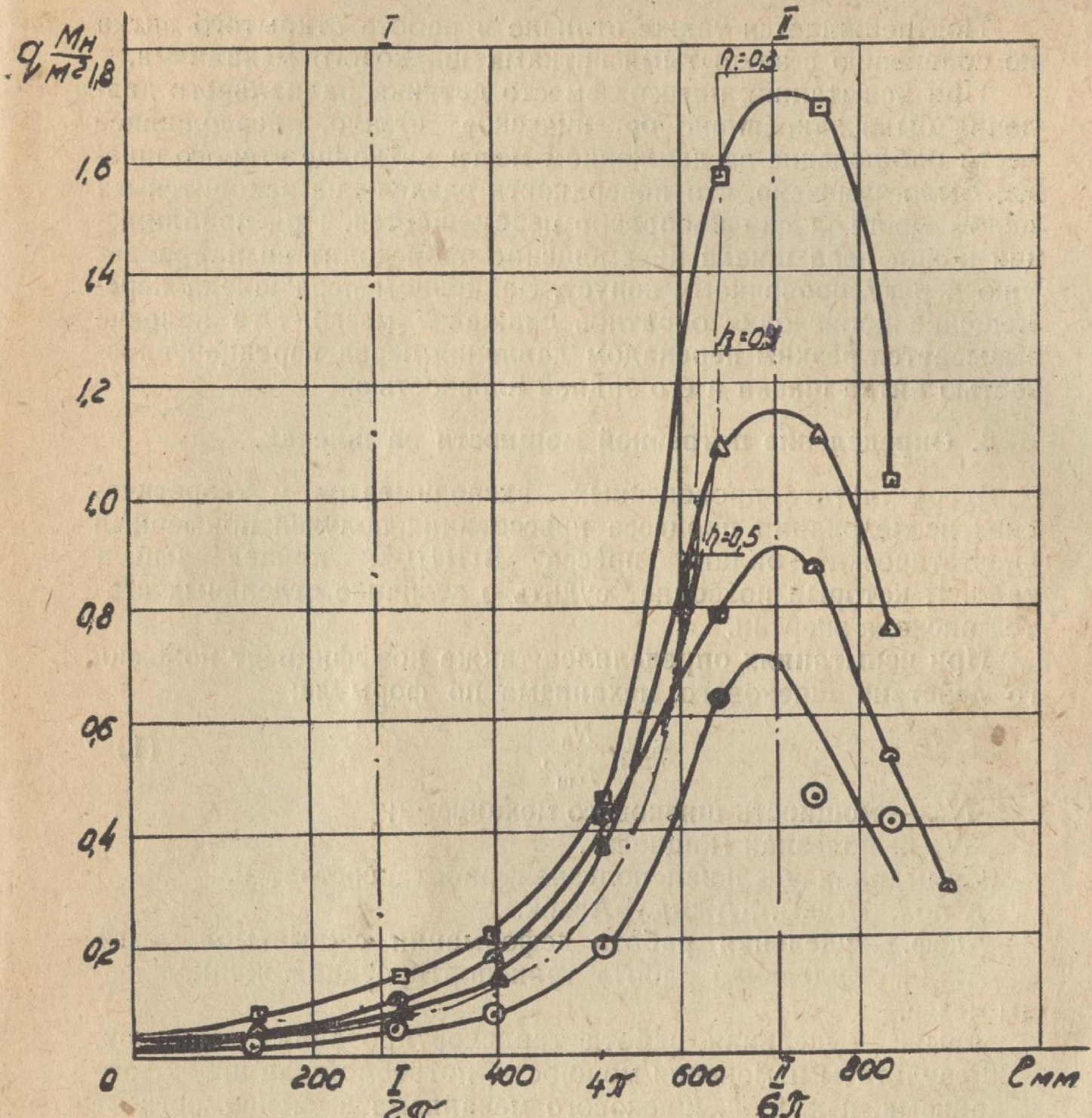
Максимальный прогиб мембраны не превышает 0,1 мм. Непрерывное движение мезги относительно мембраны и весьма малый прогиб мембраны исключают образование «свода» из мезги, существенно искажающего показания мембранных датчиков при измерениях давления в корзиночных прессах.

При испытаниях пресса ВПНД-5 радиальное и осевое давление мезги измерялось по максимальному значению величины за период, т. е. за время одного оборота шнека.

Эпюры радиальных давлений мезги, показанные на рис. 1, характеризуют распределение радиального давления вдоль витка шнека для различных скоростей вращения шнека и давлений в гидросистеме регулировочного конуса. Вертикальная линия I—I проведена в месте стыка первого и второго шнеков, линия 2—2 в конце второго шнека, т. е. в начале предконусной камеры.

Штрих-пунктирными линиями показаны эпюры радиальных давлений, полученные расчетным путем при различных коэффициентах объемной подачи.

Как видно из рис. 1, эпюры радиальных давлений, полученные расчетом, хорошо согласуются с данными эксперимента. Следовательно, гипотеза о движении мезги как твердого тела приемлема.



- — $n = 2,5 \text{ об/мин}$
- △ — $n = 2,5 \text{ об/мин}$
- ◐ — $n = 5 \text{ об/мин}$
- ⊙ — $n = 5 \text{ об/мин}$

Рис. 1. Эпюры радиальных давлений мезги.

Подтверждается также отличие в работе открытого витка по сравнению с закрытыми витками шнекового механизма.

При испытаниях прессов вместо датчика радиального давления было закреплено органическое стекло, позволявшее вести наблюдение за движением мезги на конце второго шнека. Было замечено, что поверхность раздела не находится на одном месте, а скачкообразно перемещается. При приближении конца пера шнека перемещение происходит по направлению к регулировочному конусу. За концом пера шнека перемещение происходит обратное движение мезги. Это явление вызывается резким перепадом давления перед передней плоскостью витка шнека и его задней плоскостью.

3. Определение потребной мощности на шнеках.

В результате проведенных экспериментов и теоретических исследований процесса прессования получен примерный энергетический баланс пресса ВПНД-5, приведенный в табл. 1, который позволяет судить о величине отдельных статей расхода энергии.

При испытаниях определялся также коэффициент полезного действия шнекового механизма по формуле:

$$\eta_{\text{шм}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{ш}}}, \quad (1)$$

$N_{\text{ш}}$ — мощность шнекового механизма;

$N_{\text{п}}$ — полезная мощность.

Суммарная удельная полезная работа состоит из:

$A_{\text{пол.}} = A_{\text{деф.}} + A_{\text{жид.}} + A_{\text{выж.}}$

$A_{\text{деф.}}$ — удельная работа деформации сжимаемой мезги.

$A_{\text{жид.}}$ — удельная работа транспортирования жидкой фазы мезги.

$A_{\text{выж.}}$ — удельная работа транспортирования выжимок.

Результаты изменения мощности, потребной для шнекового механизма, и к. п. д. шнекового механизма в зависимости от давления прессования представлены на рис. 2.

Как видно из рис. 2, при нормальных режимах прессования ($q = 1 \div 1,2 \text{ Мн/м}^2$), данные теоретических расчетов хорошо согласуются с данными эксперимента.

Дальнейшее увеличение давления прессования приводит к завышению экспериментальных значений $N_{\text{ш}}$ по сравнению с результатами теоретических расчетов. Это явление объясняется увеличением обратного движения мезги из предконусной камеры в межвитковое пространство шнека.

Таблица 1

Приход	Расход расчетный	
Мощность на выходном валу электродвигателя с учетом текущего к. п. д. электродвигателя: 5,1 кВт (по данным опыта).	1. Потери мощности в редукторе и опорах.	
	2. Распределение мощности шнекового механизма по статьям:	1,35 кВт—25,5%
	а) трение мезги о шнеки;	1,7 кВт—33,3%
	б) трение мезги о перфорированный цилиндр;	0,43 кВт— 8,4%
	в) преодоление сопротивления мезги в предконусной камере и на выходе из пресса;	1,37 кВт—26,8%
	г) разрушение структуры и на перетирание мезги.	0,25 кВт— 5%
Итого: 5,1 кВт:	5,1 кВт—100%	

Анализ полученных результатов позволяет сделать практический вывод, что увеличение давления прессования выше $q = 1,2 \text{ Мн/м}^2$, ухудшает качество сула, уменьшает $\eta_{\text{шм}}$, повышает расход мощности, уменьшает коэффициент объемной подачи шнекового механизма.

Результаты измерения мощности при различных числах оборотов вала шнеков и результаты определения $\eta_{\text{шм}}$ показаны на рис. 3.

При испытаниях образца пресса ВПНД-10 уточняли влияние сорта винограда и режимов прессования на величину $N_{\text{ш}}$.

Для сортов винограда Тербаш, Ркацители, Кара Узюм $N_{\text{ш}}$ не зависит от сорта винограда, и при различных режимах прессования расчетное значение $N_{\text{ш}}$ достаточно точно совпадает с экспериментальным.

Для случая, когда отсутствует предварительная подпресс-

$N_{ш}, \text{кВт}$

$\eta_{ш.м.}$

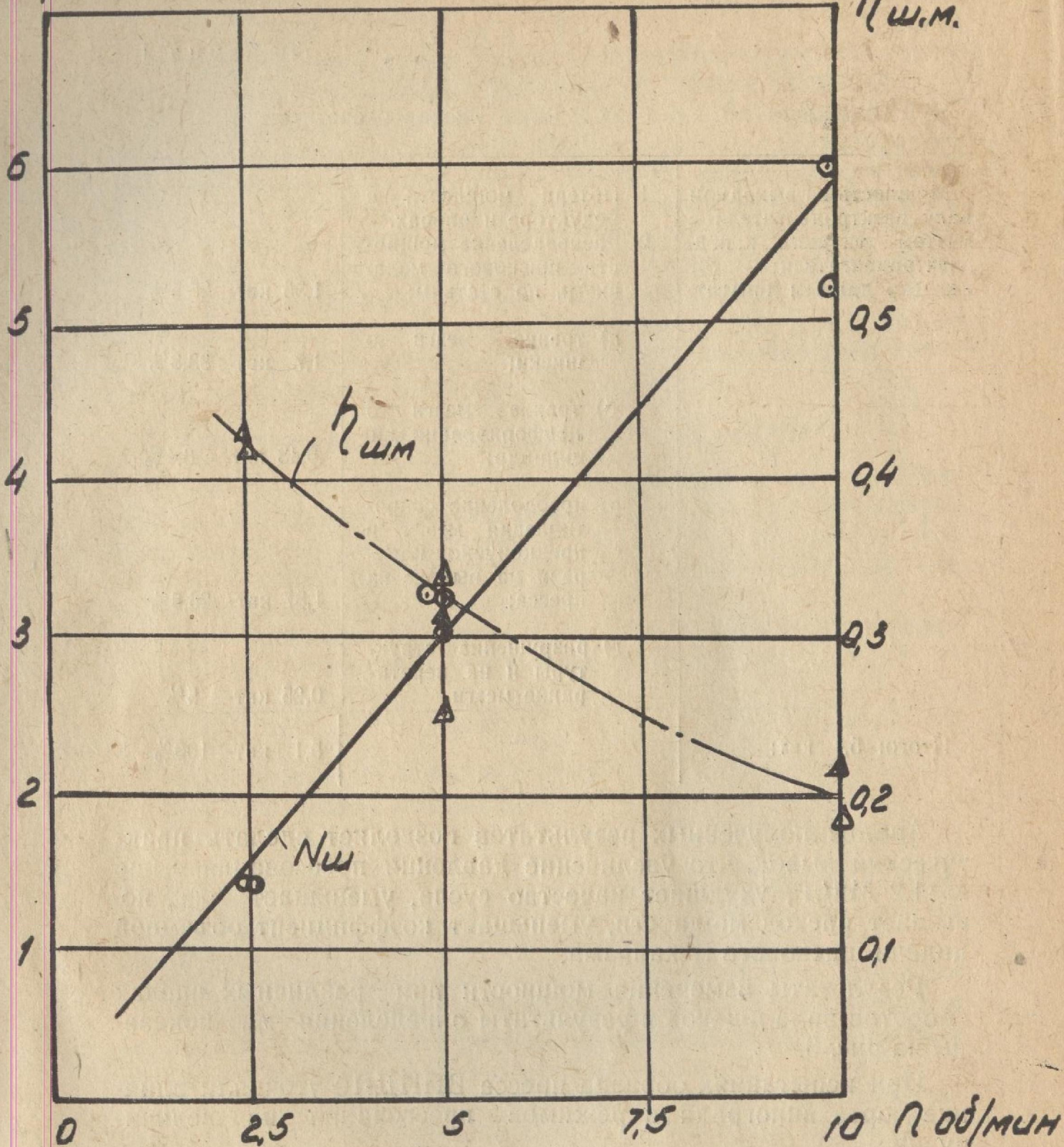


Рис. 2. Изменение мощности, потребной для шнекового механизма, и к. п. д. шнекового механизма в зависимости (от давления прессования.)
⊙ — экспериментальные значения мощности,
× — теоретические значения мощности,
△ — значения $\eta_{ш.м.}$

$N_{ш}, \text{квт}$

$\eta_{шм}$

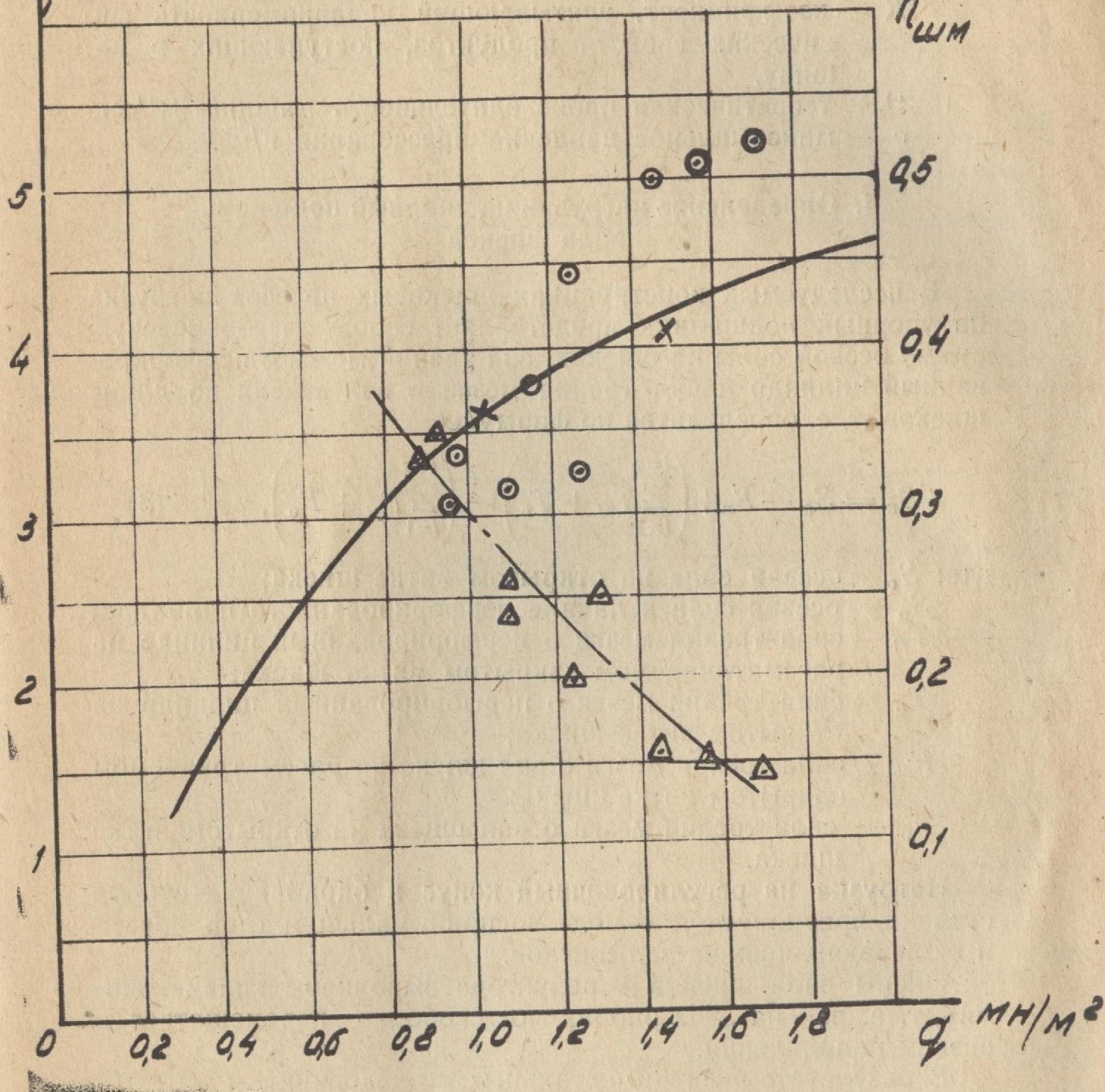


Рис. 3. Изменение мощности, потребной для шнекового механизма, и к. п. д. шнекового механизма в зависимости от числа оборотов шнекового вала.

совка продукта, определение мощности на шнеках можно производить по зависимости, предложенной Морозовым Н. В.

$$N_{ш} = \frac{K Q_T \cdot q}{1000} \text{ кВт}, \quad (2)$$

K — коэффициент, учитывающий неравномерность физических свойств продуктов, поступающих в машину.

Q_T — теоретическая производительность машины м³/сек.

q — максимальное давление прессования н/м².

4. Определение нагрузки на упорный подшипник вала шнеков

В исследуемых конструкциях шнековых прессов нагрузка на упорный подшипник представляет собой алгебраическую сумму осевой силы на шнеках, сил трения мезги о перфорированный цилиндр и сил трения мезги о вал шнека по длине шнеков, т. е. определится по формуле:

$$S_{п} = S_o - S_n + \left(\sum_{i=1}^{i=z} T_{zi} + T_o \right) - \left(\sum_{i=1}^{i=z} F_{zi} + F_o \right), \quad (3)$$

где: S_o — осевая сила на открытом витке шнека;

S_n — осевая сила в начале перфорированного цилиндра;

T_{zi} — сила трения мезги о перфорированный цилиндр на рассматриваемом закрытом витке шнека;

T_o — сила трения мезги о перфорированный цилиндр на открытом витке шнека;

F_{zi} — сила трения мезги о вал шнека на рассматриваемом закрытом витке шнека;

F_o — сила трения мезги о вал шнека на открытом витке шнека.

Нагрузка на регулировочный конус и барабанчик отбора сусла в предконусной камере воспринималась рамой пресса и не передавалась на вал шнеков.

Опоры вала шнеков в редукторе выполнены «плавающими», т. е. вал на этих опорах мог свободно перемещаться в осевом направлении.

В результате экспериментальных исследований и теоретических расчетов построен график зависимости нагрузки на упорный подшипник вала шнеков от давления прессования, показанный на рис. 4.

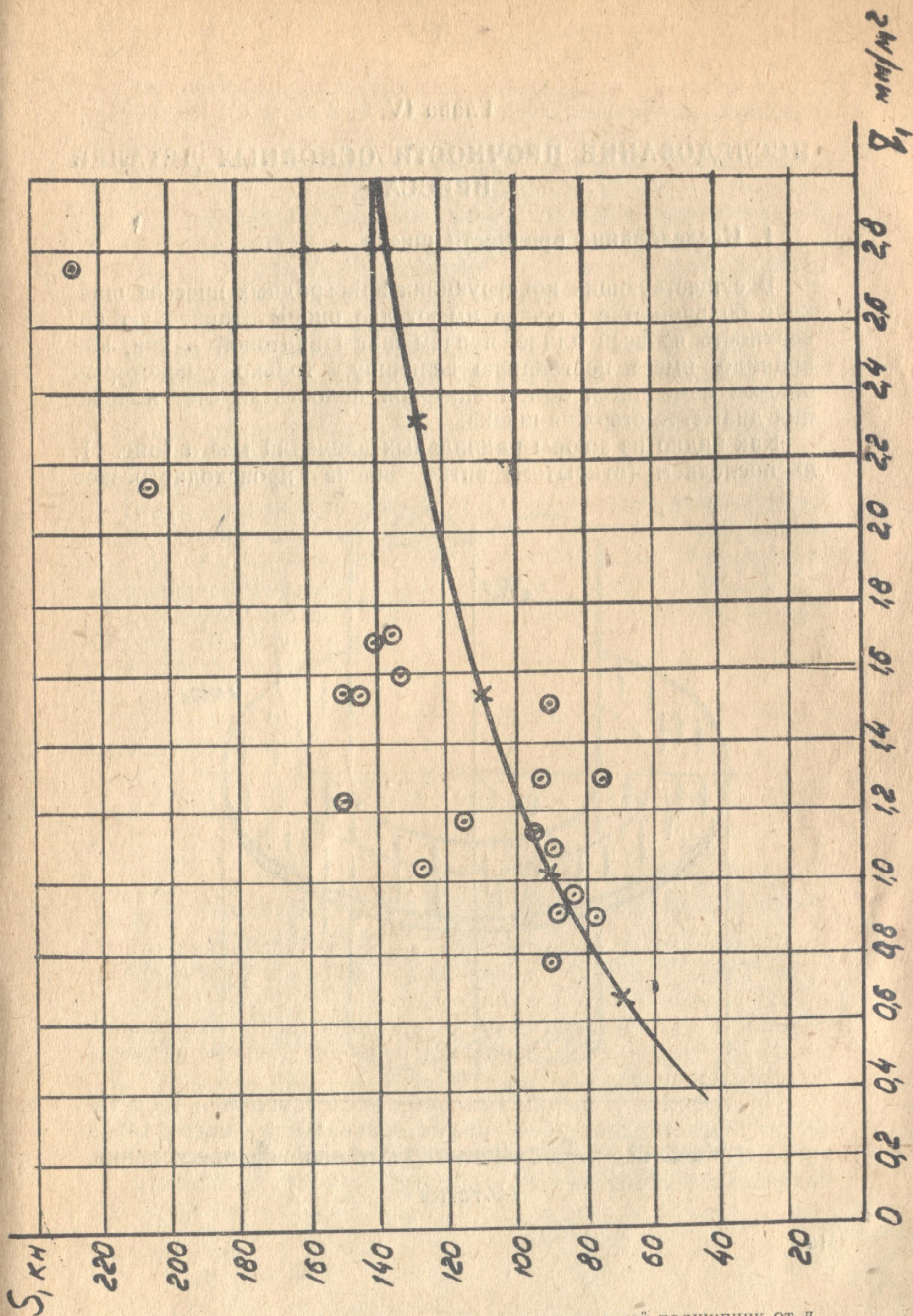


Рис. 4. Зависимость нагрузки на упорный подшипник от d .

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРЕССА

1. Исследование прочности шнека

В существующих конструкциях виноградных прессов шнеки в большинстве случаев имеют две опоры и винтовую поверхность по всей длине, причем шаг t винтовой линии, как правило, имеет постоянную величину, только у некоторых шнеков изменяется объем винтовой полости за счет изменения диаметра стержня шнека.

Как видно из эпюры радиальных давлений мезги (рис. 1), на последнем (открытом) витке шнека происходит резкое

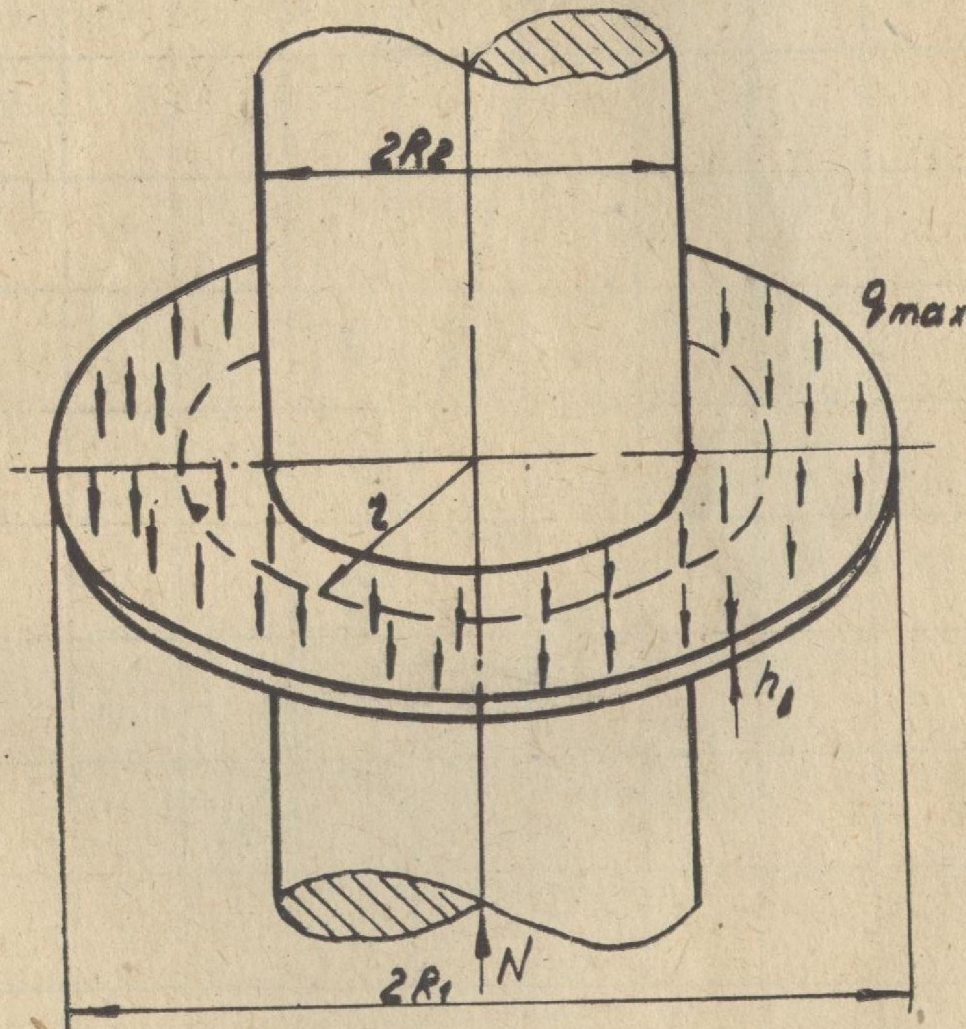


Рис. 5 Расчетная схема витка шнека

увеличение давления, что значительно повышает величину изгибающих моментов, действующих на шнек.

Поэтому при расчете стержней шнековых виноградных прессов действием изгибающих моментов пренебрегать нельзя, т. е. необходимо пользоваться методикой, разработанной К. П. Гуськовым для шнеков большой длины.

При расчете лопасти шнека на прочность П. Г. Гуськовым предложена расчетная схема, показанная на рис. 5.

Эта схема не учитывает следующих факторов:

- а) неравномерности давления прессования (см. рис. 1);
- б) лопасть шнека не является кольцевой пластиной, а образует пространственную винтовую поверхность;
- в) лопасть шнека по радиусу имеет переменную толщину;
- г) последний, наиболее нагруженный виток шнека не является сплошным.

С целью проверки величины расчетных напряжений в лопасти шнека, полученных по расчетной схеме, показанной на рис. 5, было проведено экспериментальное определение радиальных напряжений в лопасти шнека пресса ВПНД-10.

Проверка показала, что действительные напряжения значительно выше расчетных.

Более точные результаты дает расчет по схеме, показанной на рис. 6.

Требуемая толщина лопасти шнека по схеме на рис. 6 определяется по зависимости:

$$h = \sqrt{\frac{q (2R_1^3 - 3R_1^2 r + r^3)}{r [\sigma] \left(1 + \frac{t^2}{4\pi r^2}\right)}}, \quad (4)$$

где: q — величина удельного давления на лопасть шнека принимается как разность осевых давлений по обе стороны лопасти шнека;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала шнека;

t — шаг шнека.

Остальные величины указаны на рис. 6.

2. Исследование прочности перфорированного цилиндра

Определение напряжений в стенке перфорированного цилиндра выполнено по условному методу, при котором перфорированный цилиндр заменяется эквивалентным цилиндром без отверстий.

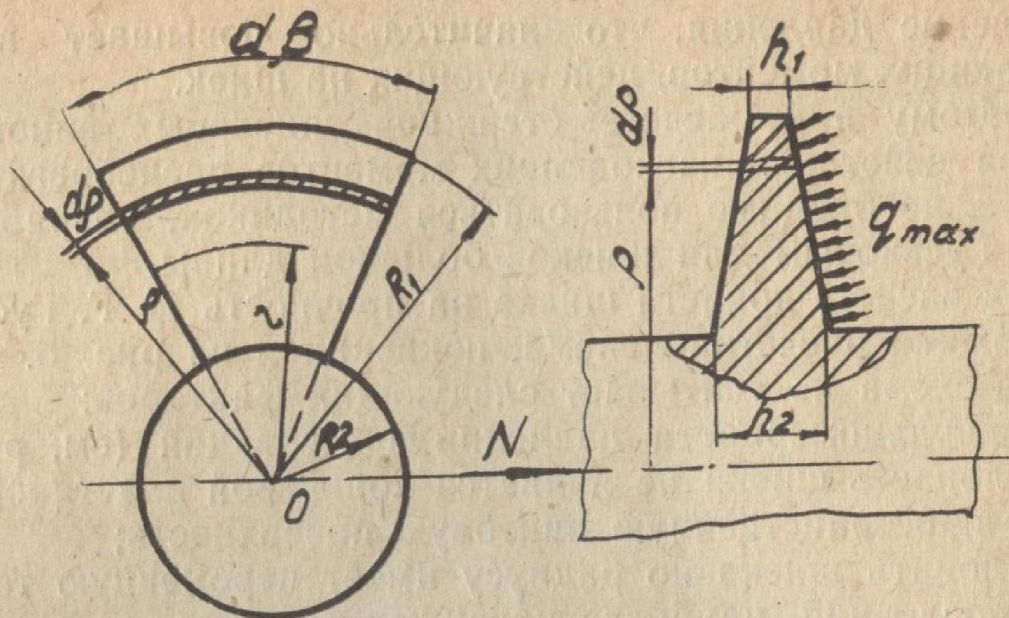


Рис. 6 Расчетная схема витка шнека

Произведен анализ напряженного состояния цилиндра по моментной теории оболочек.

По этой теории цилиндр рассматривается как система балок-полос, имеющих единичную ширину и опирающихся на систему колец-полос, которые являются упругим основанием для балок-полос.

Для проверки расчетных значений напряжений было проведено экспериментальное определение кольцевых и меридиональных напряжений в четырех точках верхней образующей цилиндра.

Результаты исследования показали хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных.

Расчет цилиндра по безмоментной теории оболочек дает завышенные значения расчетных напряжений.

Показано, что установка бандажей на перфорированном цилиндре, нагруженном избыточным внутренним давлением, не увеличивает прочности цилиндра.

В практике перфорированные цилиндры при установке бандажей разрушаются по поперечному сечению, что можно объяснить только действием местных напряжений в этих сечениях.

Опытным путем показана возможность работы прессов без бандажей.

ВЫВОДЫ

При выполнении работы произведены исследования образца пресса ВПНД-5 в сезоне 1965 г. и образца пресса ВПНД-10 в сезоне 1966 г.

На основе проведенных исследований на Симферопольском заводе винодельческого машиностроения проделана работа по изменению конструкций узлов прессов.

На перфорированном цилиндре значительно уменьшено количество колец жесткости, применен автономный привод гидросистемы регулировочного конуса, что упростило и облегчило эксплуатацию пресса; изменена конструкция рамы.

На основе полученных данных были проведены уточненные расчеты деталей и узлов прессов на прочность и уменьшен их вес.

Экономический эффект от удаления бандажей на перфорированных цилиндрах прессов составляет по Симферопольскому заводу винодельческого машиностроения около 10,000 руб. в год.

В процессе исследования:

1. На основании модели движения мезги в каналах прессов в виде сплошного твердого тела, способного передавать давление во все стороны, выведены приближенные уравнения, устанавливающие связь между физико-механическими характеристиками мезги, геометрическими размерами прессующего механизма, коэффициентом объемной подачи и потребной мощностью.

2. Приведен примерный энергетический баланс пресса ВПНД-5, который позволяет судить о величине отдельных статей.

3. Проанализировано изменение потребной мощности и коэффициента полезного действия шнекового механизма при изменении давления прессования и числа оборотов шнеков.

4. Определено распределение мощности между первым и вторым шнеками.

5. Предложена и экспериментально проверена приближенная формула для определения нагрузки на упорный подшипник вала шнеков.

6. Получены значения радиального давления мезги вдоль лопасти шнека. Записаны осциллограммы радиальных давлений в поперечном сечении перфорированного цилиндра посередине и на конце последнего витка шнека.

7. Экспериментально проверена методика прочностного расчета лопасти шнека.

8. Предложена и экспериментально проверена методика прочностного расчета перфорированного цилиндра.

9. Получены исходные данные для проектирования новых и модернизации существующих конструкций прессов с одним или двумя последовательно расположенными шнеками.

Основное содержание работы опубликовано в следующих статьях:

1. Сергеев А. С., Дацко А. А., Крючков И. В. Шнековый пресс ВПНД-5 «Виноделие и виноградарство СССР», № 7, 1966.

2. Крючков И. В., Дацко А. А. Определение осевого усилия и мощности на шнеке. Известия высших учебных заведений. «Пищевая технология», № 4, 1967.

3. Гельгар Л. Л., Жданович Г. А., Крючков, И. В., Дацко А. А., Тихонов В. П. Исследование шнекового пресса. «Виноделие и виноградарство СССР», № 3, 1968.

4. Дацко А. А., Крючков И. В., Сергеев А. С., Морозов А. Д. Определение длины предконусной камеры шнекового пресса. «Виноделие и виноградарство СССР», № 6, 1968.

5. Крючков И. В., Земсксв, Г. Г., Дацко А. А., Морозов А. Д., Пилунский Н. П. Экспериментальное определение осевого усилия на шнеке. «Механизация и автоматизация производства», № 3, 1969.

ПО МАТЕРИАЛАМ ДИССЕРТАЦИИ СДЕЛАНЫ ДОКЛАДЫ

1. На IV научно-технической конференции Севастопольского приборостроительного института в 1965 г.

2. На VI научно-технической конференции Севастопольского приборостроительного института в 1967 г.

3. На республиканской конференции по автоматизации технологических процессов (Севастополь, май 1968 г.).

Одесский технологический институт им. М. В. Ломоносова

Сдано в набор 5.I 1970 г. Подписано к печати 13.I 1970 г. БЯ 00505.
Бумага 60×84¹/₁₆. Объем: 1,25 физ. п. л., 1,25 усл. п. л. Тираж 180 экз.
Заказ № 3. Бесплатно.

Типография газетного издательства Крымского обкома КП Украины,
Симферополь, проспект им. Кирова, 32/1.