

УДК 536. 248.2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ДВИЖУЩЕГОСЯ ПАРА ФРЕОНА-21 НА ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРАХ

И. И. Гогонин, А. Р. Дорохов

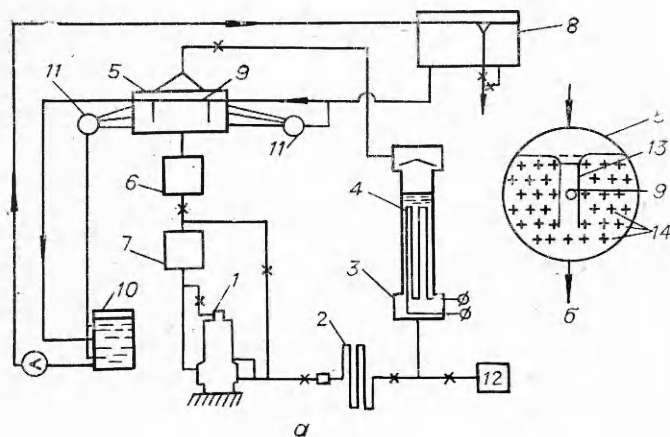
(Новосибирск)

В статье приводятся экспериментальные данные по теплоотдаче при конденсации движущегося пара фреона-21 (Ф-21) в широком диапазоне скоростей, удельных весов пара, поперечных размеров экспериментального участка и тепловых потоков. Полученные точки сопоставлены с опытами других авторов и имеющимися теоретическими зависимостями.

Задача о конденсации движущегося пара, поставленная в 1916 г. Нуссельтом [1] для ламинарного течения пленки конденсата, не решена для многих других условий до настоящего времени и привлекает все большее внимание исследователей как в нашей стране [2—12], так и за рубежом [13—16]. Экспериментальных данных для количественной оценки влияния скорости пара на теплообмен при конденсации пока еще недостаточно.

Данная работа является продолжением работы [12] и имеет цель расширения диапазона изменения основных параметров конденсации, т. е. скоростей пара, его удельных весов, тепловых потоков и температурных напоров, геометрических размеров экспериментальных участков. Опыты проводились с фреоном-21 (CHFCl_2), изучение конденсации которого можно проводить при избыточном давлении, что позволяет устранить неконденсирующиеся газы из парового объема, основной источник ошибок в опытах по исследованию теплообмена при конденсации. Принципиальная схема стенда, на котором проводились опыты по конденсации Ф-21, представлена на фиг. 1, а, б.

Фреон насосом 1 подавался в подогреватель 2, где нагревался до температуры насыщения. Затем поступал в испаритель 3, где испарялся с помощью нагревателя 4 (мощностью $N \leq 200$ кВт.) Фреоновый пар из испарителя проходил через сепаратор, расположенный в верхней части корпуса испарителя, и поступал далее в конденсатор 5, где конденсиро-



Фиг. 1

вался на трубном пучке 14. Сконденсированная жидкость стекала в переохладитель 6 и затем в ресивер 7. Экспериментальный участок 9 помещался в щели 13 внутри трубного пучка конденсатора. Максимальная ширина между стенками щели 46 мм, длина 560 мм. Экспериментальный участок располагался на расстоянии 130 мм от входа пара в щель.

Трубный пучок конденсатора охлаждался водой, которая поступала из бака постоянного напора 8 через распределительные ресиверы 11. Сливной ресивер 10 использовался как объемный расходомер для измерения общего расхода воды через трубный пучок конденсатора и экспериментальный участок. Заправка установки фреоном производилась после ее предварительного вакуумирования форвакуумным насосом 12.

Все детали установки были изготовлены из нержавеющей стали и рассчитаны на давление 50 ат. Основные узлы установки теплоизолированы асбестом и снабжены компенсационными нагревателями.

В опыте определялся коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·°С), на внешней поверхности экспериментального участка

$$(1) \quad \alpha = q/\Delta t.$$

Тепловой поток q , Вт/м² определялся по общепринятой методике, т. е. измерялся расход и нагрев воды, охлаждающей экспериментальный участок. Расход воды измерялся пневматическим ротаметром, а нагрев — дифференциальной термопарой, протарированной с точностью $\pm 0,02^\circ\text{C}$.

При определении температурного напора $\Delta t = t_n - t_{ст}$, °С температура насыщенного пара t_n , °С измерялась термопарой ХК и контролировалась по давлению. Температура стенки экспериментального участка $t_{ст}$, °С определялась по изменению его сопротивления, при этом вводилась поправка на ее толщину. Точность определения α при $\Delta t \geq 5^\circ\text{C}$ была в пределах 7%.

Скорость пара в щели перед экспериментальным участком w , м/с определялась по мощности, выделяемой нагревателем. Для контроля теплового баланса производились измерения количества тепла, отводимого из конденсатора, и расхода фреона, поступающего в испаритель. В стационарном режиме эти три способа давали близкие (не хуже 5%) результаты.

Температура в различных частях контура измерялась термопарами, выведенными на многоточечные потенциометры. Точные измерения показаний термопар производились полуавтоматическим потенциометром Р-368. Тарировка термопар и экспериментального участка проводилась с помощью ультратермостата У-10 (производство ГДР) по лабораторным ртутным термопарам с ценой деления 0,1°С.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара Ф-21 на экспериментальных участках определялся в стационарных режимах работы установки. При заданной скорости пара перед экспериментальным участком и при определенной температуре пара в конденсаторе производилась серия измерений коэффициента теплоотдачи в зависимости от величины температурного напора, изменение которого достигалось в основном изменением температуры воды, охлаждающей экспериментальный участок.

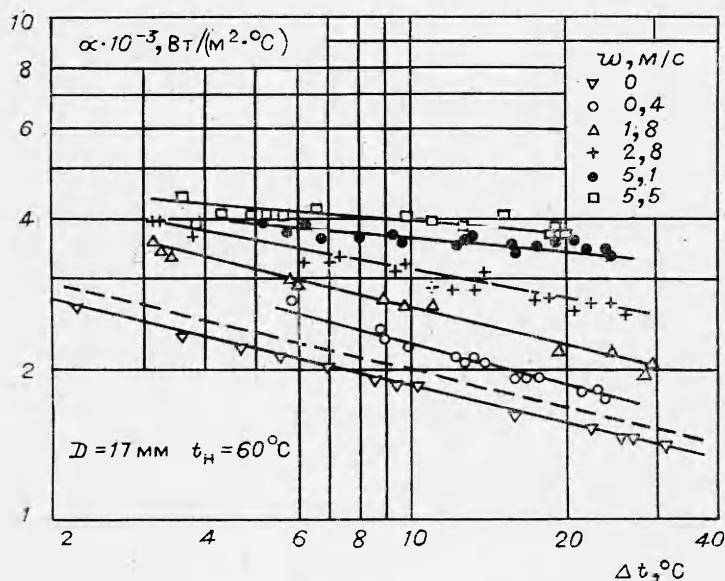
Опыты проводились с фреоном повышенной чистоты. В процессе эксперимента неоднократно проводился анализ проб жидкой и паровой фаз, которые показали, что основной примесью в паре был воздух, но его концентрация не превышала 0,1%. Опыты по конденсации неподвижного пара Ф-21 с примесью воздуха показали, что концентрация воздуха до 0,1% не оказывает заметного влияния на теплообмен, поэтому его диффузионное сопротивление можно не учитывать.

Номер трубки	D , мм	l , мм	δ , мм	Материал	w , м/с	t_H , °C
1	17	565	1,2	Никель	8,0	40; 60
2	17	547	1,0	Титан	1,3	40; 60
3	6	528	0,25	Никель	3,0	40; 60; 90
4	2,5	548	0,15	Никель	5,0	40; 60

Физические характеристики Ф-21 при расчетах брали из справочников [17, 18]. Экспериментальные участки, на внешней поверхности которых происходила конденсация фреонового пара, представляли из себя гладкие тонкостенные трубы, геометрические характеристики которых (D — диаметр, l — длина трубки, δ — толщина стенки) приведены в таблице. Там же приведены значения температур конденсации, при которых проводились опыты и максимально достигнутые в опытах скорости движения пара.

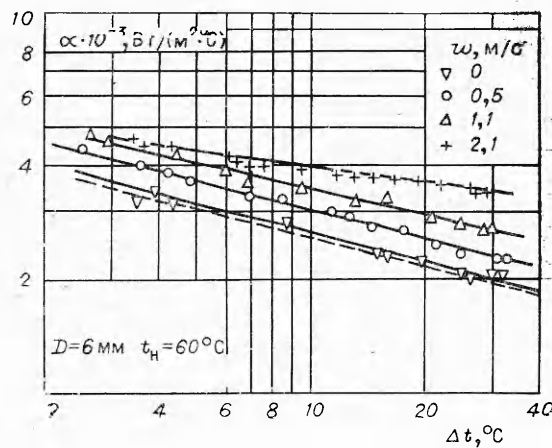
Всего было проведено 200 опытов по конденсации неподвижного и 470 — по конденсации движущегося пара. Часть полученных экспериментальных данных по конденсации пара Ф-21 на трубках № 1, 3 и 4 представлена на фиг. 2—4 в виде зависимости коэффициента теплоотдачи $\alpha \cdot 10^{-3}$ Вт/(м²·°C) от температурного напора пар — стенка Δt °C.

Как следует из фигур, для неподвижного пара на всех трубках удовлетворительно выполняется зависимость Нуссельта $\alpha \sim \Delta t^{-0,25}$. Экспериментальная зависимость коэффициента теплоотдачи отличается от расчетной [1] для трубок различного диаметра. Если для трубки $D=17$ мм точки лежат ниже расчета примерно на 10%, то для трубки $D=2,5$ мм — выше на 15%. Специально поставленные опыты по конденсации неподвижного пара на трубках $D=1,5$; 3,6; 7 и 45 мм на установке по методике [12] подтвердили полученные измерения. Причиной такого отклонения экспериментальных данных от теоретических в случае конденсации неподви-

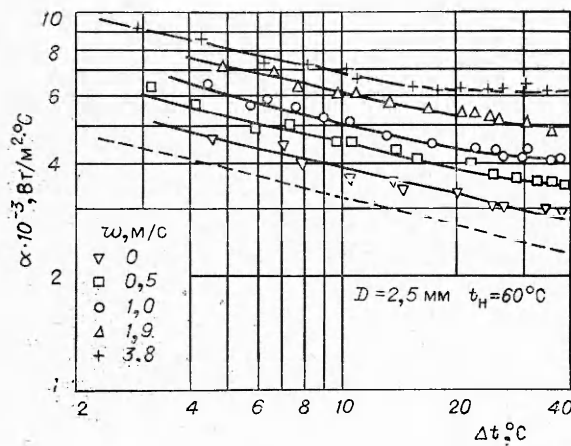


Фиг. 2

ного пара, по-видимому, является влияние сил поверхностного натяжения, неучтенных в расчете [1]. Коэффициент теплоотдачи для неподвижного пара в наших опытах не зависит от изменения давления (температуры конденсации), что согласуется с обобщением [19].



Фиг. 3



Фиг. 4

ответственно). Трубки № 3, 4 были установлены в щели, образованной гладкими стенками, с расстоянием между ними 26 и 10 мм.

Зависимость α от Δt для трубки № 4 (см. фиг. 4) имеет то принципиальное отличие, что при малых температурных напорах ($\Delta t \leq 10^\circ\text{C}$) показатель степени n не меняет своего значения и равен 0,25 независимо от скорости движения пара. При больших температурных напорах с ростом скорости происходит уменьшение показателя степени от $n = 0,25$ до n , практически равного нулю, как в опытах на трубках № 1, 3.

Экспериментальные данные по конденсации движущегося водяного [5] и фреонового пара были обобщены в работе [12] зависимостью

$$(2) \quad \alpha/\alpha_0 = f(\pi_1, \pi_2),$$

$$\pi_1 = \eta/\rho'w, \quad \pi_2 = w^2\alpha_0\rho''/\rho'g\lambda,$$

Вид полученных зависимостей коэффициента теплоотдачи от температурного напора при конденсации движущегося пара качественно согласуется с опытами других авторов на водяном и фреоновом паре [3, 5, 8, 11, 12]. Показатель степени n в зависимости $\alpha \sim \Delta t^{-n}$ убывает с ростом скорости и достигает значения $n=0,08$ в опытах на трубке № 1 (см. фиг. 2), т. е. коэффициент теплоотдачи практически не зависит от теплового потока.

Влияние входных условий проверено в опытах на трубках № 1, 2. Трубка № 1 устанавливалась во втором ряду шахматного пучка с шагом $s_1/D = 1,6$ и расстоянием между соседними трубками пучка 10 мм, как это имело место в опытах [12], трубка № 2 — в щели, образованной гладкими стенками, с расстоянием между ними 46 мм. Опыт показал, что зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости пара совпадают в том случае, если скорость пара относить к проходному сечению щели перед экспериментальным участком (это имело место, если ширину щели брать 10 и 46 мм соответственно).

где α и α_0 — коэффициенты теплоотдачи движущегося и неподвижного пара, Вт/(м²·°С); λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·°С); g — ускорение силы тяжести, м/с²; ρ'' — плотность жидкости и пара кг/м³.

При граничных условиях, заданных по температурному напору Δt , из (2) можно получить

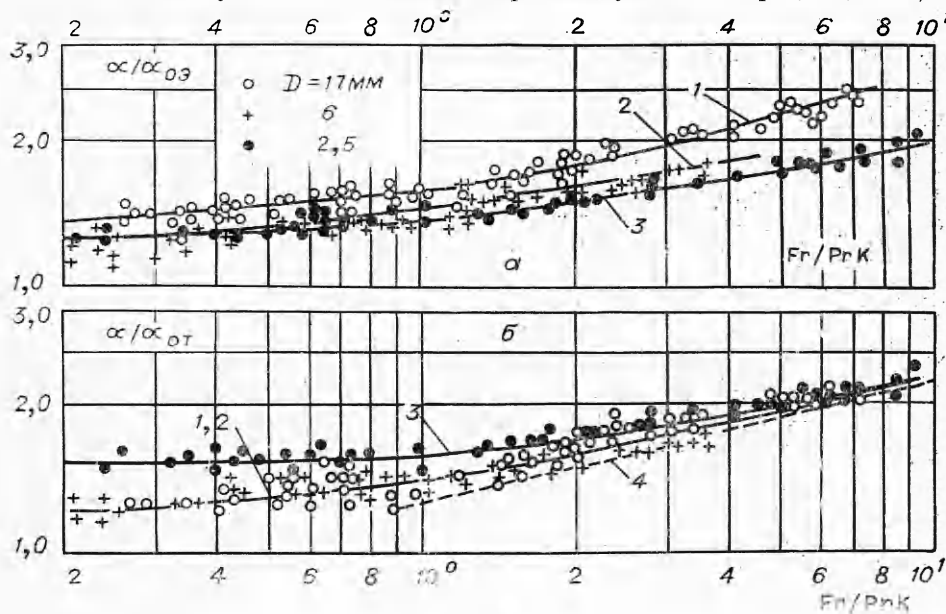
$$(3) \quad \alpha/\alpha_0 = f[Fr/(Pr \cdot K)],$$

где $Fr = w^2/gD$, $Pr = \nu/a$, $K = r/c\Delta t$ — известные критерии Фруда, Прандтля и Кутателадзе; ν — кинематическая вязкость, м²/с; a — температуропроводность, м²/с; c — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·°С).

Аналитический вид зависимости (3) получен в теоретических работах [4, 9, 10, 15]. Согласно [4, 9], с увеличением скорости пара зависимость коэффициента теплоотдачи от температурного напора становится более слабой и в пределе исчезает совсем, что и наблюдалось в опытах на трубках № 1, 3 и 4 (при $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$).

Обобщение экспериментальных данных по конденсации движущегося пара Ф-21 на трубках 1—4 представлено на фиг. 5 (линии 1, 2, 3 осредняют опытные данные на трубках $D=17,6$ и $2,5$ мм соответственно, линия 4 — расчет по формуле (4)). При конденсации неподвижного пара экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи и теоретическое не совпадают между собой для трубок разного диаметра вследствие влияния сил поверхностного натяжения, поэтому обобщение в координатах α/α_0 , $Fr/(Pr \cdot K)$ не является однозначным и зависит от выбора α_0 . Указанную неопределенность можно исключить, если рассмотреть предельные случаи больших и малых скоростей движения пара.

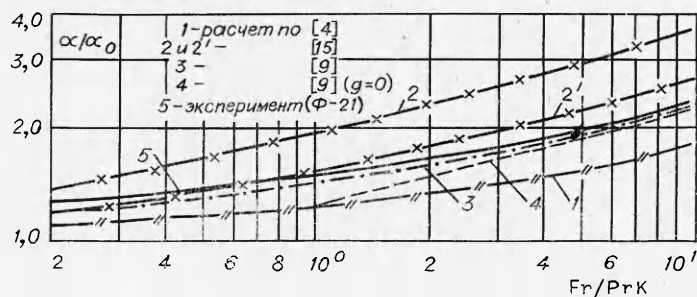
На фиг. 5, а видно, что при конденсации медленно движущегося пара ($Fr/(Pr \cdot K) < 1$) данные лучше обобщаются, если брать экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи при конденсации неподвижного пара $\alpha_{0э}$, при этом автоматически учитывается влияние сил поверхностного натяжения. В случае конденсации быстро движущегося пара ($Fr/(Pr \cdot K) >$



Фиг. 5

> 1), когда гидродинамика пленки конденсата полностью определяется силами межфазного трения и вязкости жидкости, влияние сил поверхностного натяжения вырождается: экспериментальные данные лучше обобщаются, если брать теоретическое значение коэффициента теплоотдачи α_{0T} (фиг. 5, б). Экспериментальные данные по конденсации движущегося пара Ф-21 удовлетворительно совпадают с данными работы [5] по конденсации водяного пара до значений $Fr/(Pr \cdot K) \sim 1$. При больших значениях определяющего комплекса данные [5] лежат ниже наших. Вероятная причина такого расхождения — влияние неконденсирующихся газов (воздуха), концентрация которых по данным [5] значительно возросла с уменьшением давления конденсации.

Полученные данные сопоставлены на фиг. 6 с имеющимися в литературе расчетными зависимостями [4, 9, 15]. Расчет по формуле [4] (фиг. 6, кривая 1) дает во всем диапазоне изменения определяющего комплекса заниженные значения коэффициента теплоотдачи. Экспериментальные



Фиг. 6

данные (кривая 5, значение α_0 при $Fr/(Pr \cdot K) < 1$ взято с учетом влияния поверхностного натяжения) удовлетворительно согласуются с формулой [9] (кривая 3). При значениях $Fr/(Pr \cdot K) \rightarrow 10$ экспериментальные данные выходят на асимптоту (кривая 4)

$$(4) \quad Nu/\sqrt{Re} \rightarrow 0,9,$$

где $Nu = \alpha D/\lambda$, $Re = wD/\nu$ — критерии Нуссельта и Рейнольдса, построенные по физическим свойствам жидкости. Зависимость (4) справедлива для быстро движущегося пара.

Расчет по формуле авторов [15] проведен для двух температурных напоров $\Delta t = 5$ и 20°C ($Pr \cdot K = 140$ и 35 при $t_n = 40^\circ\text{C}$). На фиг. 6 кривая 2 рассчитана для $Pr \cdot K = 140$, кривая 2' — для $Pr \cdot K = 35$. Сравнение полученных данных с формулой, приведенной в [15], показывает, что расчет при малых температурных напорах дает завышенные значения коэффициента теплоотдачи. Зависимость α от Δt , которая следует из расчета, качественно совпадает только с опытами на трубке № 4. Объясняется это, по-видимому, тем обстоятельством, что на трубке № 4 при $\Delta t \leq 10^\circ\text{C}$ необходимо учитывать и «сухое» трение. При этом, согласно [15], коэффициент теплоотдачи зависит не только от комплекса $Fr/(Pr \cdot K)$, но и от произведения $Pr \cdot K$ и свойств жидкости и пара, определяемых комплексом $R = (\rho' \mu' / \rho'' \mu'')^{1/2}$, где μ' и μ'' — динамическая вязкость жидкости и пара соответственно.

На основании полученных данных можно считать, что однопараметрическое представление относительного коэффициента теплоотдачи, согласно (3), в исследуемом диапазоне температурных напоров возможно до значений $Fr/(Pr \cdot K) \approx 5,0$.

Поступила 21 IV 1975

ЛИТЕРАТУРА

1. Nusselt W. Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes.— Zeitschrift der VDI, 1916, Bd 60, N 27—28, S 541, 549.
2. Кутателадзе С. С. Влияние движения пара на коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации.—«Сов. котлотурбостроение», 1941, № 1, 2.
3. Фукс С. Н. Конденсация движущегося пара на горизонтальной трубе.—«Изв. ВТИ», 1953, № 3, с. 12—17.
4. Берман Л. Д. О теплоотдаче при пленочной конденсации движущегося пара.—«Теплоэнергетика», 1966, № 7, с. 56—62.
5. Берман Л. Д., Туманов Ю. А. Исследование теплоотдачи при конденсации движущегося пара на горизонтальной трубе.—«Теплоэнергетика», 1962, № 10, с. 77—83.
6. Берман Л. Д. Расчетные и опытные данные для коэффициента теплоотдачи при конденсации движущегося пара ($Re_k < Re_{кр.}$).— «Труды ЦКТИ», 1970, вып. 101, с. 262—272.
7. Берман Л. Д. Влияние скорости пара на теплообмен при ламинарной пленочной конденсации.— ТОХТ, 1973, т. VII, № 5, с. 706—716.
8. Фукс С. Н. Теплоотдача при конденсации движущегося пара в горизонтальном трубном пучке.—«Теплоэнергетика», 1957, № 1, с. 35—38.
9. Шекриладзе И. Г. Пленочная конденсация движущегося пара. — «Сообщения АН ГССР», 1964, т. XXXV, № 3, с. 619—625.
10. Шекриладзе И. Г., Жоржолдани Г. И. Анализ процесса пленочной конденсации движущегося пара на горизонтальном цилиндре.—«Инж.-физ. журн.», 1973, т. XXV, № 1, с. 14—19.
11. Иванов О. П., Бутырская С. Т., Мамченко В. О. Теплообмен при конденсации движущегося пара фреона-12 на пучках гладких и оребренных труб.—«Холодильная техника», 1971, № 9, с. 24—27.
12. Гогонни И. И., Дорохов А. Р. Теплообмен при конденсации движущегося пара фреона-21 на горизонтальной трубе.— ПМТФ, 1971, № 2, с. 129—133.
13. Sugawara S., Michiyoshi J., Minamiyama T. The condensation of vapour flowing normal to a horizontal pipe.—“Proc. 6th. Japan. Nat Congr. for. Appl. Mech.”, Tokyo, Ueno Park, 1957.
14. Денни, Миллс. Пленочная конденсация движущегося пара на горизонтальном цилиндре при ламинарной пленке, стекающей под действием силы тяжести.—«Теплопередача», 1969, т. 91, № 4.
15. Fujii T., Uehara H., Kurata Ch. Laminar filmwise condensation of flowing vapour on a horizontal cylinder.—“Int. J. Heat Mass Transfer”, 1972, vol. 15, N 2, p. 235—246.
16. Fujii T., Uehara H., Hirata K., Oda I. Heat transfer and flow resistance in condensation of low pressure steam flowing through tube banks —«Int. J. Heat Mass Transfer», 1972, vol. 15, N 2, p. 247—260.
17. Томаповская В. Ф., Колотова Б. Е. Фреоны. Свойства и применение. Л., «Химия», 1970.
18. Теплофизические свойства фреонов. Сборник научных трудов. Новосибирск, «Наука», 1969.
19. Боришанский В. М., Кочурова Н. И. Учет влияния давления при расчете теплоотдачи конденсирующегося насыщенного пара.—«Энергомашиностроение», 1964, № 10.

УДК 539.374

О СФЕРИЧЕСКОЙ ВОЛНЕ В ВЯЗКОУПРУГОМ ПОЛУПРОСТРАНСТВЕ

А. С. Семенов

(Одесса)

Распространение сферических волн в изотропной упругой среде изучено достаточно полно (см., например, [1—4]). Доказано [5, 6], что в несовершенных сплошных средах возможно возникновение и распространение волн, аналогичных волнам в упругих средах. С привлечением асимптотических методов об-